



**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia Automotiva**

**DIMENSIONAMENTO DE UM
TRANSPORTADOR CONTÍNUO PARA O
TRANSPORTE DE MINÉRIO DE BAUXITA
CONSIDERANDO ASPECTOS ESTÁTICOS E
DINÂMICOS**

**Autor: André Luiz Campos
Orientadora: Maura Shzu
Co-orientadora: Suzana Moreira Ávila**

**Brasília, DF
2013**



ANDRÉ LUIZ CAMPOS

**TÍTULO: DIMENSIONAMENTO DE UM TRANSPORTADOR CONTÍNUO
INCLINADO DE ESTEIRA CÔNCAVA APLICADO AO TRANSPORTE DE
MINÉRIO DE BAUXITA CONSIDERANDO ASPECTOS ESTÁTICOS E
DINÂMICOS**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Engenheiro Automotivo.

Orientadora: Maura Shzu, Dr^a. Eng. Civil

Co-orientadora: Suzana Ávila, Dr^a Eng. Civil

**Brasília, DF
2013**

CIP – Catalogação Internacional da Publicação

Campos, André L. R. F.

Dimensionamento de um transportador contínuo para o transporte de minério de bauxita (Graduação) – Universidade de Brasília

Faculdade do Gama, Brasília, 2013. Orientação: Maura Shzu

1. Transportador contínuo. 2. Dimensionamento. 3. Método de Elementos Finitos I. Shzu, Maura. II. Dimensionamento de um transportador contínuo para o transporte de minério de bauxita.

CDU Classificação



DIMENSIONAMENTO DE UM TRANSPORTADOR CONTÍNUO PARA O TRANSPORTE DE MINÉRIO DE BAUXITA

André Luiz R. F. Campos

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 18/07/13 apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Profª. Drª: Maura Shzu, UnB/ FGA
Orientadora

Profª. Drª.: Suzana Moreira Ávila, UnB/ FGA
Co-orientadora

Prof. Dr.: Jhon Goulart, UnB/ FGA
Membro Convidado

Brasília, DF
2013

RESUMO

O dinamismo do meio produtivo faz com que seja cada vez mais necessário um transporte interno de cargas nas linhas de produção eficaz e ágil, para que se tenham resultados significativos do ponto de vista econômico. Essa movimentação envolve deslocamentos horizontais e verticais de produtos e matéria-prima. Para realizar esta tarefa, máquinas de elevação e transporte são utilizadas nos seus mais diferentes tipos e aplicações. São apresentados os diferentes modelos e utilizações destas máquinas, bem como um estudo mais detalhado dos transportadores contínuos com base na bibliografia. O dimensionamento de um transportador contínuo inclinado de esteira côncava com 20 metros de comprimento é realizado, com a seleção e determinação de seus elementos como rolos, roletes, esteira, ângulo de inclinação, sistema de acionamento, entre outros; além do dimensionamento, com maior atenção, da sua estrutura mecânica. A estrutura do transportador consiste na parte onde são feitas a sustentação e fixação dos demais subsistemas, e sua concepção foi feita com base nas análises estática e dinâmica realizadas através do software de elementos finitos ANSYS. As simulações permitiram a verificação do comportamento da estrutura quando submetida a diversos níveis de frequência, bem como os valores correspondentes às frequências naturais. Uma série de modificações iterativas foi realizada a fim restringir o movimento das barras quando submetidas a valores de frequência iguais ou menores que a frequência de funcionamento do motor de acionamento.

Palavras-chave: Transportador contínuo. Dimensionamento. Método de Elementos Finitos.

ABSTRACT

The dynamism of the productive environment makes more necessary an efficient and agile intern cargo transportation in the production lines, in order to acquire more significant results economically. This transportation includes horizontals and verticals displacements of the feedstock. In order to reach this, elevation and transportation machines are used in all different kinds of applications. Diferent models and use of these machines are showed, also a more detailed study of conveyors based on the bibliography. The sizing of an inclined concave belt conveyor with twenty meters of size is done, with the selection and determination of its elements, such as rolls, rollers, belt, tilt angle, drive system, among others; addition to the scaling, with greater importance, of its mechanic structure. The structure of the conveyor consists in the suspension and fixation of the others subsystems, and its conception was made based in static and dynamic analyzes by ANSYS infinit element software. The computer simulations allowed the verification of the behavior of the structure when submitted to several levels of frequency, as well as the values correspondent to natural frequencies. Several iterative modifications were made in order to restrict the moviment of the bars when submitted to value of frequency equivalent or lower than frequency values of the drive motor.

Keywords: Conveyor. Sizing. Finite Element Method.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, gostaria de agradecer à minha mãe, Andréia Roméro, por toda importância que teve durante todos os períodos da minha vida. Em especial, juntamente com minha tia Audita Roméro, agradecer por terem planejado, se prepararem e investirem nos meus estudos para que eu pudesse ingressar e me formar em uma universidade de qualidade e visibilidade como a UnB.

Gostaria de agradecer também a toda a assistência e orientação com que as professoras Carla Anflor, Maura Shzu e Suzana Ávila me ofereceram para o desenvolvimento deste trabalho, sempre de forma gentil e prestativa.

Por fim, quero agradecer à Bateria Maquinada por todos os momentos agradáveis, os amigos, confraternizações e aprendizado que me proporcionou. Um dos meus maiores orgulhos é ser o mestre de uma bateria que se tornou, em cerca de um ano, a maior e melhor bateria de percussão de engenharia do Centro-oeste, e, de quebra, ter conquistado o título de campeã de charangas de Minas Gerais. É sempre muito bom estar com todos vocês.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Classificação das máquinas de levantamento. Fonte: MICHELS, 2012, que cita BRASIL, 1985	17
Figura 2 - Componentes de um transportador contínuo (SACRAMENTO, 2010).	17
Figura 3 - Dimensões do transportador	26
Figura 4 - Disposição dos roletes	27
Figura 5 - Posicionamento sobre a estrutura.....	27
Figura 6 - Escolha da série de roletes relacionando o fator de aplicação C e a velocidade da correia (Manual FAÇO, 1996).	30
Figura 7 - Rolo de carga.....	31
Figura 8 - Força radial no rolamento	31
Figura 9 - Rolamento de esferas nº 6205.....	32
Figura 10 - Espaçamento entre roletes	33
Figura 11 - Potência N_H para elevar o material por uma altura H (Manual FAÇO, 1996)	35
Figura 12 - Transportador em active com acionamento no tambor de retorno	36
Figura 13 - Forças no tambor de acionamento.....	38
Figura 14 - Diagrama de corpo livre do tambor de acionamento.....	38
Figura 15 - Representação do eixo do tambor de acionamento como uma viga biapoiada.....	38
Figura 16 - Diagrama de esforço cortante do eixo motriz.....	39
Figura 17 - Diagrama de momento fletor do eixo motriz	39
Figura 18 - Metodologia de validação da estrutura	44
Figura 19 - Geometria do elemento <i>Beam 4</i> [Biblioteca ANSYS].....	45
Figura 20 - <i>Beam 189</i> : nós e graus de liberdade	46
Figura 21 - Unidade de volume sujeita a um estado de tensão tridimensional	48
Figura 22 - Proposta de geometria inicial.....	50

Figura 23 - Perfil tipo I	51
Figura 24 - Perfil tipo cantoneira (L)	51
Figura 25 - Geometria da estrutura e suas condições de contorno.....	53
Figura 26 - Tensões de von Mises da estrutura preliminar	54
Figura 27 - Geometria da estrutura – caso 1	56
Figura 28 - Frequências e modos de vibração – Caso 1	56
Figura 29 - Caso 2: elementos de viga <i>Beam 189</i>	57
Figura 30 - Caso 2: frequências e modos de vibração	57
Figura 31 - Caso 3: vigas adicionais e elementos 3-D	58
Figura 32 - Caso 3: Modos de vibração e frequências naturais	59
Figura 33 - Vista frontal da estrutura com inclinação das colunas	61
Figura 34 – Caso 4: Modos de vibração e frequências naturais.....	62
Figura 35 - Local de aplicação da força dinâmica	63
Figura 36 – Deslocamentos máximos - Análise transiente.....	64
Figura 37 - Gráfico ‘amplitude versus tempo’ - análise transiente.....	65
Figura 38 - Gráfico ‘amplitude versus frequência’ - análise harmônica	66
Figura 39 - Tensões de von Mises	67

LISTA DE TABELAS

Tabela 1- Fração da tabela de capacidades volumétricas ideais (FAÇO, 1996).....	28
Tabela 2 - Fração da tabela de fatores de correção k (Manual FAÇO, 1996)	28
Tabela 3 - Fração da tabela de conformidade de velocidades em m/s (Manual FAÇO, 1996).	28
Tabela 4 - Tabela de definição de largura de correia (Manual FAÇO, 1996).	29
Tabela 5 - Dimensões do rolo de carga	31
Tabela 6 - Fração da tabela de rolamentos em função da série de roletes (Manual FAÇO, 1996).	32
Tabela 7 - Seleção do espaçamento entre roletes	33
Tabela 8 - Fração da tabela de potência de acionamento (Manual FAÇO, 1996).....	34
Tabela 9 - Potência N1 para deslocar 100 t/h de material em um comprimento horizontal (Manual FAÇO, 1996).....	34
Tabela 10 - Correias Goodyear série EP	37
Tabela 11 - Tipo de esticador devido à largura da correia (Manual FAÇO, 1996)	41
Tabela 12 – Dimensões do perfil de aço tipo I (Catálogo GERDAU).	51
Tabela 13 - Dimensões do perfil cantoneira (Catálogo GERDAU)	51
Tabela 14 - Parâmetros utilizados para o cálculo da força.....	52
Tabela 15 - Propriedades do material	53
Tabela 16 - Frequências naturais – modelo inicial	55
Tabela 17 - Caso 3: Frequências naturais	60
Tabela 18 - Lista de frequências modais - caso 4.....	61

SUMÁRIO

RESUMO	4
ABSTRACT.....	5
AGRADECIMENTOS	6
SUMÁRIO	10
1. INTRODUÇÃO	12
1.1. OBJETIVO.....	13
1.2. METODOLOGIA.....	13
1.3. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO.....	13
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	15
2.1. CLASSIFICAÇÃO DAS MÁQUINAS DE ELEVAÇÃO E TRANSPORTE.....	15
2.2. COMPONENTES DE UM TRANSPORTADOR CONTÍNUO	17
2.2.1. Estrutura.....	18
2.2.2. Correia	18
2.2.3. Tambores	19
2.2.4. Roletes.....	20
2.2.5. Conjunto de alimentação	21
2.2.6. Conjunto de descarga	22
2.2.7. Conjunto de acionamento.....	23
2.2.8. Acessórios	23
3. DIMENSIONAMENTO ANALÍTICO DOS COMPONENTES DO TRANSPORTADOR CONTÍNUO.....	26
3.1. SELEÇÃO DO MATERIAL A TRANSPORTAR - TAMANHO, ÂNGULO DE REPOUSO, ABRASIVIDADE E CAPACIDADE DE ESCOAMENTO.....	26
3.2. GEOMETRIA DO TRANSPORTADOR E DISPOSIÇÃO DOS ROLETES.....	26
3.3. DIMENSIONAMENTO DA CORREIA	27
3.4. SELEÇÃO DA SÉRIE DE ROLETES, ROLAMENTOS E VERIFICAÇÃO.....	29
3.5. SELEÇÃO DO ESPAÇAMENTO ENTRE ROLETES.....	33

3.6. POTÊNCIA DE ACIONAMENTO	34
3.7. TENSÕES NA CORREIA	35
3.8. SELEÇÃO DA CORREIA.....	36
3.9. DIMENSIONAMENTO DOS TAMBORES.....	37
3.9.1. Cálculo do eixo.....	38
3.9.2. Flexão cíclica – considerações sobre fadiga	39
3.9.3. Torção constante – estática	40
3.10. SELEÇÃO DO ESTICADOR DE CORREIA.....	40
4. ANÁLISE NUMÉRICA – ESTRUTURA METÁLICA DE SUSTENTAÇÃO	42
4.1. INTRODUÇÃO	42
4.2. METODOLOGIA.....	42
4.3. EMBASAMENTO TEÓRICO.....	44
4.3.1. Método de Elementos Finitos – MEF	44
4.3.2. Análise estática	47
4.3.3. Análise dinâmica	48
4.4. DESCRIÇÃO DA ESTRUTURA DO TRANSPORTADOR.....	50
4.4.1. Análise Estática	53
4.4.2. Análise Modal	54
4.4.3. Análise transiente.....	62
4.4.4. Análise harmônica.....	65
4.4.5. Verificação estática final.....	66
5. CONCLUSÕES	68
6. SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS	70
BIBLIOGRAFIA	71
ANEXO	73
CÓDIGO IMPLEMENTADO NO ANSYS.....	73

1. INTRODUÇÃO

A estrutura de custos de uma empresa é influenciada diretamente pela análise dos sistemas e métodos que tratam do armazenamento e movimentação de materiais e produtos (LANGUI, 2001). O encurtamento das distâncias percorridas, tanto pela matéria-prima quanto pelo produto final processado, realizado através de um sistema de movimentação eficiente é um fator importante na busca de uma redução de custos de um processo produtivo (TAMASAUSKAS, 2000).

Muitas empresas alcançaram um progresso notável devido ao estímulo causado pela implantação da mecanização dos processos relacionados ao movimento de cargas (RUDENKO, 1976). Os sistemas de automação presentes em uma fábrica são de suma importância. Em uma indústria automobilística, por exemplo, o tempo entre o pagamento dos materiais e o recebimento da receita de vendas dos seus produtos pode ser minimizado movendo-os rapidamente através das operações internas, o que acelera o retorno financeiro (LANGUI, 2001).

Os resultados de um processo produtivo são influenciados diretamente pela movimentação interna de cargas, seja contínua ou descontínua. Esta movimentação tem vínculo estreito às atividades inerentes do processo (TAMASAUSKAS, 2000). Sendo assim, a seleção dos equipamentos instalados para transporte e movimentação em uma fábrica ou departamento é feita de forma a atender ao fluxo de materiais, matéria-prima, artigos semi-acabados e produtos (RUDENKO, 1976).

As máquinas de elevação e transporte tem a finalidade de realizar movimentação horizontal e vertical na indústria e nos canteiros de obra de materiais ou equipamentos, com grande influência nas atividades que demandam agilidade e precisão (BRASIL, 1985). Essas máquinas operam em ações periódicas e constituem um grupo de equipamentos projetados como mecanismo próprio de elevação ou para elevação e movimentação de cargas (RUDENKO, 1976).

Tais equipamentos são específicos e exigem grande aplicação dos conhecimentos de engenharia. Sua demanda cresce de acordo com o crescimento econômico, que gera a necessidade de movimentação de cargas em diversos ambientes como de mineração, industrial e portuário (NASSAR, 2004).

O uso de uma máquina de elevação e transporte adequadamente dimensionada, de acordo com o material a ser movimentado, reduz o esforço físico e

favorece a melhor execução de atividades (PASSOS, 2011). Com a utilização de um equipamento deste uma série de vantagens é proporcionada, incluindo a redução do custo de mão-de-obra, aumento da produção, aumento da capacidade de estoque, redução dos custos de materiais, maior segurança, melhoria na circulação e melhor distribuição de armazenagem (LANGUI, 2001).

1.1. OBJETIVO

Este trabalho tem por objetivo dimensionar uma estrutura transportadora para aplicação no transporte de minério de bauxita. Esse dimensionamento refere-se ao dimensionamento dos diversos elementos estruturais que compõem um transportador contínuo, considerando as análises estática e dinâmica da estrutura de sustentação pelo Método de Elementos Finitos.

1.2. METODOLOGIA

Primeiramente, com base na literatura, serão determinados os elementos que irão compor um transportador contínuo inclinado de esteira côncava com 20 metros de comprimento. A partir da seleção destes elementos a estrutura será modelada e seus carregamentos, bem como as condições de contorno, serão definidas. Análises estáticas e dinâmicas serão realizadas para avaliar a capacidade da estrutura em absorver os esforços com segurança. Estas análises serão conduzidas através do software de elementos finitos ANSYS.

1.3. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O presente documento está disposto em seis principais partes do texto.

No capítulo 1, faz-se uma apresentação inicial do tema abordado, explicitando afirmações de outros autores que evidenciam a necessidade do uso de transportadores no meio produtivo, esclarecendo a abrangência e influência da movimentação de cargas e a importância da aplicação destas máquinas para os resultados produtivos econômicos na indústria, além de destacar os objetivos e metodologia do trabalho.

A revisão bibliográfica consta no capítulo 2 e apresenta um breve estudo acerca dos tipos e classificações das máquinas de elevação e transporte existentes, bem como o detalhamento das partes constituintes de um transportador contínuo.

No capítulo 3, faz-se uma determinação dos elementos mecânicos do transportador contínuo de esteira, desde suas subpartes (rolos, roletes, esteira, etc).

A análise numérica utilizada para a formulação da estrutura do transportador a partir de simulações estáticas e dinâmicas pelo software de Elementos Finitos ANSYS é descrita no capítulo 4.

No capítulo 5 e 6, tem-se, respectivamente, as conclusões deste estudo e algumas propostas para futuros trabalhos.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. CLASSIFICAÇÃO DAS MÁQUINAS DE ELEVAÇÃO E TRANSPORTE

Para classificação dos equipamentos de manuseio de cargas, TAMASAUKAS (2000) as classifica em três grupos: equipamentos de manuseio contínuo, que caracterizam-se pelo transporte de materiais a granel, entre eles os transportadores de correia, transportadores de caneca, transportadores que utilizam fusos, etc; equipamentos de manuseio descontínuo, em que a carga é içada por algum mecanismo (eletroímã, caçamba, tenaz, bloco de gancho, barra de carga, etc.) como talhas, monovias, equipamento com levantamento de carga e giro, pontes rolantes monovigas, pontes rolantes com duas vigas (carro apoiado), pórticos rolantes, semi-pórticos rolantes, guindastes, etc.; e por último os equipamentos mistos, que podem ser citados os carregadores e descarregadores de material a granel em áreas portuárias ou siderúrgicas.

Outra classificação é mostrada por Nassar (2004) de acordo com as várias aplicações atuais, a fim de simplificar a especificação deste tipo de equipamento:

I. Veículos de Transporte

A) Veículos para transporte manual (carrinhos, carros)

B) Veículos motorizados (carro, trator, empilhadeira). Elétricos, diesel ou gás.

II. Meios de Elevação

A) Talhas

- Polias
- Talhas helicoidais
- Talhas de engrenagem frontal
- Talhas elétricas
- Carros de ponte para talhas

B) Guinchos

- Guinchos de cremalheira

- Macaco de rosca
- Macaco hidráulico
- Guinchos manuais
- Guincho móvel manual
- Guinchos acionados por motor elétrico

C) Guindastes

- Guindastes de ponte (pontes rolantes)
- Guindastes móveis de paredes
- Guindastes de cavaletes (pórticos e semi-pórticos)
- Pontes de embarque
- Guindaste de cabo

III. Transportadores Contínuos

A) Correias Transportadoras.

B) Transportadores Articulados: Esteira Articulada, Transportador de Canecas, Transportador Circular, Transportador Raspador e Transportador de Correntes.

C) Hélices Transportadoras.

D) Transportadores Oscilantes.

E) Mesas de Rolos

F) Instalações Pneumáticas e Hidráulicas de Transporte.

De acordo com a finalidade de sua fabricação, podemos classificar as máquinas de elevação e transporte em dois grandes grupos (as máquinas de fabricação seriada e as de fabricação especial). O detalhamento é mostrado na Figura 1.

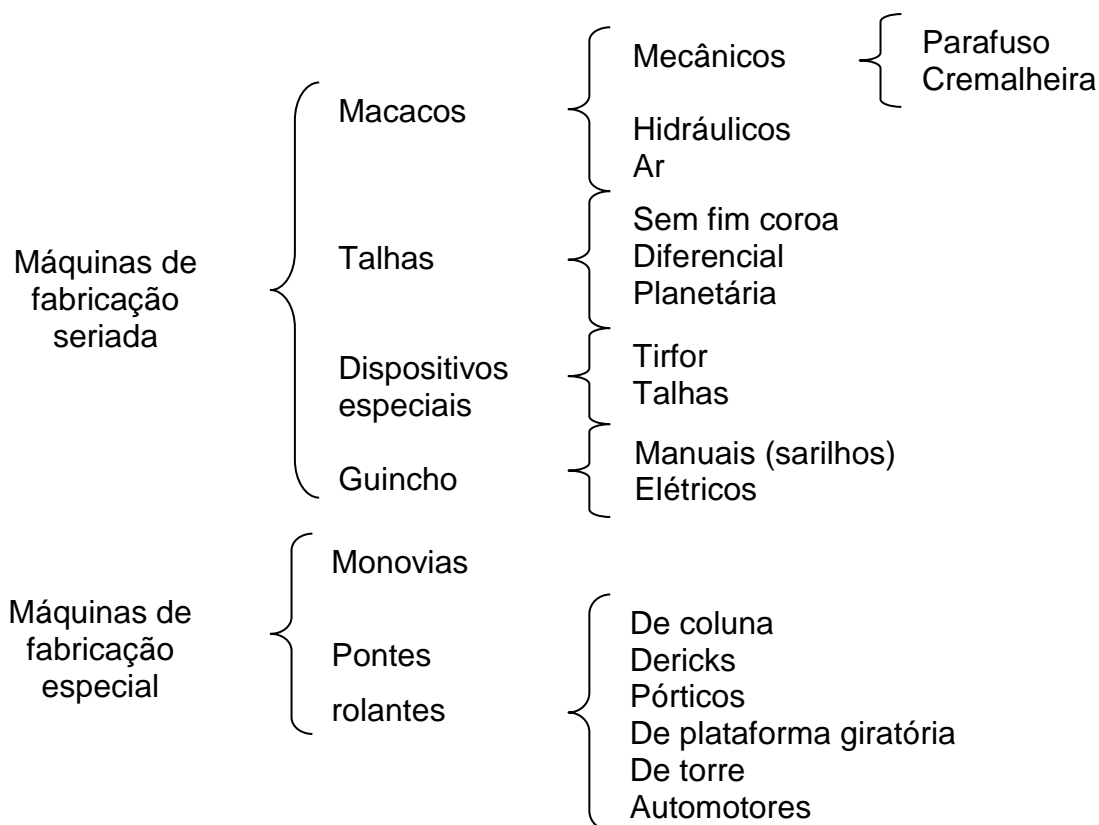


Figura 1 - Classificação das máquinas de levantamento. Fonte: MICHELS, 2012, que cita BRASIL, 1985

2.2. COMPONENTES DE UM TRANSPORTADOR CONTÍNUO

Vários elementos compõem um transportador contínuo, devendo todos ser devidamente analisados para um funcionamento adequado do sistema. Os principais componentes estão ilustrados de forma esquemática na Figura 2 são (SACRAMENTO, 2010) abaixo:

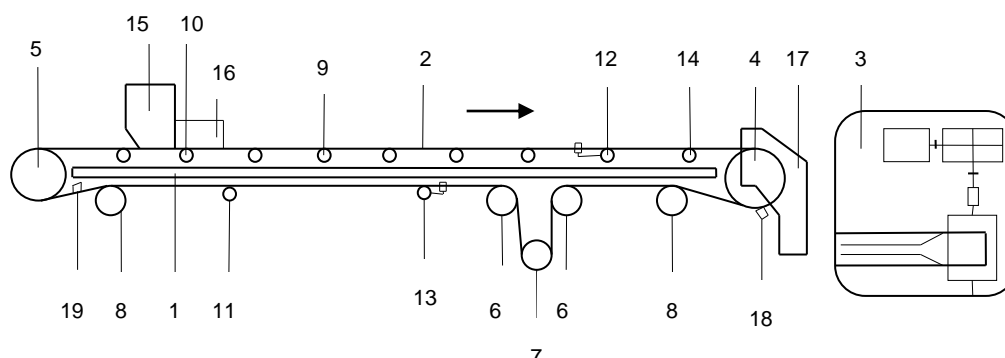


Figura 2 - Componentes de um transportador contínuo (SACRAMENTO, 2010).

- | | |
|-----------------------------|---------------------------------------|
| 1. Estrutura; | 11. Rolete de retorno; |
| 2. Correia transportadora; | 12. Rolete auto-alinhante de carga; |
| 3. Conjunto de acionamento; | 13. Rolete auto-alinhante de retorno; |
| 4. Tambor de acionamento; | 14. Rolete de transição; |
| 5. Tambor de retorno; | 15. Chute de alimentação; |
| 6. Tambor de desvio; | 16. Guias laterais; |
| 7. Tambor de esticamento; | 17. Chute de descarga; |
| 8. Tambor de encosto; | 18. Raspador; |
| 9. Rolete de carga; | 19. Limpador. |
| 10. Rolete de impacto; | |

2.2.1. Estrutura

Envolve todas as partes que compõem o transportador e tem função de sustentação, como apoio, torres, suportes, treliças, entre outras. Trata-se do maior elemento mecânico presente, visto que deve fixar todos os demais elementos mecânicos presentes no transportador.

2.2.2. Correia

A correia é considerada o principal elemento de uma máquina transportadora. Devido ao fato de estar sempre em contato com o material a ser transportado. Sua relevância pode ser notada na parcela do preço de um transportador referente à correia: cerca de 30 a 40%. Na determinação da correia adequada, SACRAMENTO (2010) apresenta os seguintes fatores a serem levados em consideração: características o material a ser transportado, tipos de roletes, largura da correia, condições de serviço, temperatura do material, tempo de percurso e tensão máxima. A correia transportadora é composta por 2 regiões principais: a carcaça e a cobertura.

A primeira é responsável pela resistência para suportar a carga, bem como as consequentes tensões e flexões submetidas à correia em sua utilização. Seu tecido

é fabricado em geral de fibras têxteis, sendo também possível a aplicação de cabos de aço.

A segunda região, a cobertura, tem a função de proteger a correia contra os efeitos encontrados no contato com o material transportado. Ela pode ser de dois tipos, lisa ou não lisa. As lisas são aplicadas para o transporte horizontal ou para operar em plano inclinado de inclinação menor que o especificado pelo fabricante. As correias com cobertura não lisas são usadas em situações de transporte de carga mais elevadas, com seu relevo projetado de acordo com a severidade das condições a ser utilizada.

2.2.3. Tambores

O principal papel dos tambores é tracionar a correia durante o funcionamento do transportador, função exercida pelo tambor motriz. Com o acionamento do tambor motriz pelo acoplamento à motorização ocorre a movimentação da correia. Esta movimentação é responsável pelo movimento dos tambores movidos.

Além do tensionamento, os tambores também são responsáveis por realizar dobras e desvios na correia. Os tambores podem ser classificados em (SACRAMENTO, 2010):

- Tambor de acionamento: é usado para a transmissão de torque e pode ser posicionado no centro, na cabeceira ou no retorno;
- Tambor de retorno: permite a correia retornar à posição inicial. Em alguns casos é responsável também por tensionar a correia e fica localizado na extremidade oposta ao terminal de descarga;
- Tambor esticador: responsável por a correia permanecer com a tensão adequada durante o funcionamento;
- Tambor de dobra: responsável por desviar a trajetória da correia;
- Tambor aletado: possui uma geometria diferente a fim de não permitir que o material transportado, após a correia passar pelo trecho de retorno, seja pressionado contra a mesma e possa danificá-la. Quando aplicados em transportadores automáticos verticais pode ser aplicado como tambor de retorno ou de esticamento;

- Tambor magnético: possui comportamento magnético responsável por separar os materiais magnéticos dos não-magnéticos. Geralmente localiza-se no terminal de descarga;
- Tambor de encosto: utilizado para maximizar a área de contato (ou ângulo de contato) entre a correia e o tambor de acionamento.

Em relação à montagem, os tambores podem ser do tipo plano, abaulado ou nervurado. Os tambores planos são usados nos transportadores em geral; os tambores abaulados são aplicados quando se faz necessário o alinhamento da correia; e os tambores nervurados são usados quando o material a ser transportado tem alta abrasividade ou granulometria, podendo ficar aderido à correia.

2.2.4. Roletes

Roletes são rolos cilíndricos ligados a seus respectivos suportes e podem livrar livremente em relação ao seu próprio eixo. Eles podem estar dispostos em um único rolo ou com múltiplos rolos. São posicionados de forma a dar suporte e guiar a movimentação da esteira na direção de trabalho.

- Roletes de impacto: são roletes montados com vários anéis de borracha entorno de um tubo de aço. São posicionados no ponto de descarga do material a fim de suportar o impacto deste material sobre a correia;
- Roletes de carga: são localizados na parte superior da transportadora para sustentar a correia e a carga a ser transportada sobre a ela. As configurações para os roletes de carga podem ser planos, duplos, triplos, em catenária (com 3 ou 5 rolos) ou espiralados. Os roletes planos tem capacidade de carga menor que os duplos, triplos e em catenária devido ao fato da esteira ficar acamada nestes;
- Roletes de retorno: roletes constituídos de anéis de borracha afastados por distanciadores e montados sobre um tubo de aço. Sobre os roletes de retorno fica a poitada a parte de retorno da correia e possuem maior separação entre si. Algumas vezes tem a utilização da borracha a fim de desprender o material aderido na correia e evitar o seu acúmulo;
- Roletes auto-alinhantes: roletes com função de controlar o deslocamento lateral da correia. Podem ser usados tanto no trecho de carga quanto no trecho de retorno. São dispostos em um posicionamento vertical, perpendicular à

correia, apoiados em braços que avançam paralelos à correia. Caso haja algum desalinhamento da correia, sua borda tocará nos roletes auto-alinhantes e provocará um movimento de giro do conjunto. A acomodação da borda no rolete cria uma resistência que tende a conduzir a correia de volta ao seu posicionamento de origem, restabelecendo o alinhamento;

- **Roletes de transição:** são roletes dispostos nas proximidades dos tambores de descarga ou na saída dos tambores de retorno a fim de acompanhar gradualmente as mudanças de concavidade da correia. Geralmente possuem rolos laterais que causam uma mudança de plano gradativa e com equilíbrio das tensões;

- **Rolete em espiral:** trata-se de um tipo de rolete de retorno em formato de espiral. Sua finalidade é desprender o material transportado que se mantém aderido à superfície da correia;

- **Rolete em catenária:** são roletes dispostos em conjuntos e articulados entre si através de interligações. Isso permite a adaptação do formato da correia diante de seus deslocamentos longitudinal ou transversal;

- **Roletes guias:** semelhante aos roletes auto-alinhantes, é fixado verticalmente com função de guiar a correia em caso de deslocamento contra a estrutura. Sua utilização deve ser minimizada porque causa o cisalhamento das lonas da carcaça presente nas bordas da correia.

2.2.5. Conjunto de alimentação

No conjunto de alimentação de um transportador contínuo podemos citar o chute ou bica de descarga. Trata-se de elemento que recebe o material transportado e o dirige, através de seu formato afunilado, à correia de forma uniforme e equilibrada para que não haja o transbordo do material. São utilizados como uma mecanismo de comunicação entre sistemas integrados, como por exemplo, a ligação da saída de um bocal de um silo até a descarga sobre o transportador. Suas configurações possíveis podem ser chute com cascata, com caixa de pedra, espiral, telescópio, para transferência de material fino, com peneiramento ou com comporta regulável.

Trabalhando de forma conjunta com os chutes, destacam-se as moegas e tremonhas. São dispositivos de armazenamento intermediário do material transportado, a partir do qual será transferido às calhas ou chutes.

Os alimentadores também tem papel fundamental nos conjuntos de alimentação. Eles tem a função de distribuir o fluxo de material de forma adequada por toda a extensão da esteira. A ocorrência de fluxo irregular de carga pode causar a falta de material em alguns segmentos, e a sobrecarga em outros, gerando o derramamento do produto da correia e influenciando na capacidade projetada do equipamento.

Os alimentadores geralmente ficam localizados abaixo de pilhas de estocagem ou depósito de material, a fim de que este caia sobre os alimentadores e sigam uma distribuição regular sobre a correia.

2.2.6. Conjunto de descarga

Para realizar a descarga do material, comumente se faz pelo tambor de cabeça, empilhando em local determinado. Caso seja utilizado um chute adequado, este material pode ser depositado em silos laterais ou até ser encaminhado à outra correia. Para que se descarregue o material em diferentes locais ao longo do percurso do transportador, podem ser usados desviadores ou trippers.

Os desviadores simples são dispositivos mecânicos fabricados em chapas ou barras geralmente em formato em “V” que provocam a saída do material sobre a correia lateralmente. Podem ser fixos ou giratórios.

O tripper é um desviador instalado sobre trilhos que tem a capacidade de se mover ao longo da correia e efetuar a descarga do material transportado em qualquer ponto da lateral do transportador. É instalado em situações que se deseja despejar a carga em diferentes pontos ao longo do caminho de transporte.

Os tipos de trippers utilizados são manual, em que se usam manivelas de fácil construção para descargas simples e em baixas alturas; ou motorizado, em que se produz um tripper de maior porte que realiza descargas de maior capacidade de forma automatizada.

2.2.7. Conjunto de acionamento

O acionamento de um transportador consiste de um conjunto de motor elétrico, acoplamentos hidráulicos, dispositivos de segurança, transmissão e tambores com a função de gerar a movimentação da correia. Acoplados ao tambor motriz (ou conjunto de tambores motrizes), eles controlam a velocidade de trabalho do transportador.

Podem estar dispostos em três possíveis localizações: no retorno, no centro ou na cabeceira do transportador. Fatores como o espaço disponível para a instalação, potência exigida, sentido de movimentação da correia, tensões a que ela fica submetida, entre outros, devem ser levados em consideração para o correto dimensionamento do conjunto acionador.

Com o intuito de impedir a descarga continuada do material mesmo após o desligamento da máquina, são instalados dispositivos de segurança como freios e contra-recuos. Os freios são utilizados em situações emergenciais ou para controlar a velocidade em partida. Os contra-recuos são acionados quando o transportador está montado em auge elevado a fim de evitar o retorno da carga quando a máquina for desligada.

2.2.8. Acessórios

Outros itens podem ser aplicados ao conjunto de elementos funcionais de um transportador contínuo para flexibilizar sua utilização e simplificar sua manutenção e conservação.

2.2.8.1. Esticador de correia

Desempenha o papel de garantir a tensão adequada da correia bem como absorver suas mudanças de comprimento. Essas mudanças podem ser causadas por efeitos de temperatura, variações de carga, tempo de trabalho, entre outros.

Os esticadores mais comuns são o automático por gravidade, que utiliza um tambor que recebe força de um contrapeso próximo a um dos tambores principais; e por parafuso, que desloca o eixo do tambor através da montagem de duas roscas ligadas a ele, esticando assim a correia.

2.2.8.2. Acessórios de limpeza

Alguns dispositivos como limpadores simples, limpadores por jato d'água, raspadores e viradores de correia são equipamentos importantes para realizar a remoção do material transportado restante na correia. São imprescindíveis para o bom funcionamento dos transportadores, especificamente aqueles que movem material de característica abrasiva ou pegajosa. Essa remoção aumenta a vida útil da correia e dos tambores.

2.2.8.2.1. *Limpadores simples*

Possuem uma geometria em “V”, fabricados geralmente em aço e aplicam uma força no ramo limpo da correia. É posicionado antes dos tambores de esticamento e de retorno, evitando que a correia seja danificada caso o material caia neste lado.

2.2.8.2.2. *Limpadores por jato d'água*

Usam o esguicho de água para retirar as partículas aderidas a ramo sujo da correia. Agem diretamente sobre a sujeira na região de retorno da correia.

2.2.8.2.3. *Raspadores*

Agem de forma com que o material em contato com a correia, mesmo após passar pelo tambor de descarga, caia na calha de descarga. Isso faz com que não permaneça sujeira significativa na correia e evita danos aos tambores de desvio e aos roletes de retorno.

2.2.8.2.4. *Viradores de correia*

Tambores de giram são utilizados de forma a girar a posição da correia em 180° após a passagem pelo tambor de cabeceira, e, próximo ao tambor de retorno, fazem uma nova rotação no sentido oposto de mesma angulação. Assim, a região suja da correia não interage diretamente com os roletes de retorno, evitando a sua degradação. Essa prática deve ser adotada com uma considerável distância de rotação da correia para que não ocorra um excesso de tensões submetidas em suas bordas.

2.2.8.3. Guias laterais

São adotadas como um prolongamento da tremonha. Sua função é evitar o derramamento de material em situações que há o excesso de vibração.

2.2.8.4. Cobertura

A cobertura pode ser superior ou inferior. A primeira evita que a ação da luz do sol e demais adversidades ajam diretamente na correia ou demais elementos. A cobertura inferior evita que materiais como sujeira, resquícios da região superior da correia ou qualquer corpo estranho se deposite no ramo limpo da correia.

2.2.8.5. Passadiço

O passadiço é uma espécie de passarela que acompanha o comprimento da correia. Ela pode ser usada para simplificar as operações de manutenção dos equipamentos do transportador.

3. DIMENSIONAMENTO ANALÍTICO DOS COMPONENTES DO TRANSPORTADOR CONTÍNUO

Para o transporte do minério de bauxita, devido à sua grande abrasividade e seu difícil escoamento, há inviabilidade de transporte por correia plana. Portanto, o transportador em questão será de correia côncava. Para o dimensionamento do transportador as seguintes etapas foram verificadas:

3.1. SELEÇÃO DO MATERIAL A TRANSPORTAR - TAMANHO, ÂNGULO DE REPOUSO, ABRASIVIDADE E CAPACIDADE DE ESCOAMENTO.

O minério bauxita, não cortado em brita é classificado com código E37. A letra “E” especifica quanto ao tamanho que é de forma irregular, duro e altamente agregável. O número “3” define o tipo de escoamento do material a transportar, que neste caso é definido como médio (entre o considerado difícil e o considerado fácil). O número “7” define o grau de abrasividade, avaliado como muito abrasivo. Seu peso específico é de $1,3 - 1,6 \text{ t/m}^3$ ou $80 - 90 \text{ lb/ft}^3$. O ângulo de repouso é $\alpha = 31^\circ$ e a inclinação máxima recomendada $\lambda = 17^\circ$ (Manual FAÇO, 1996).

3.2. GEOMETRIA DO TRANSPORTADOR E DISPOSIÇÃO DOS ROLETES

Como requisito de projeto o comprimento do transportador foi fixado em 20 m. A inclinação do transportador selecionada foi $\lambda = 15^\circ$, a máxima inclinação para o material especificado. Tendo o comprimento e o ângulo de inclinação em mãos, logo se derivaram o comprimento da correia ($C = 20,705 \text{ m}$) e a altura do transportador ($H = 5,359 \text{ m}$) como se pode observar na Figura 3.

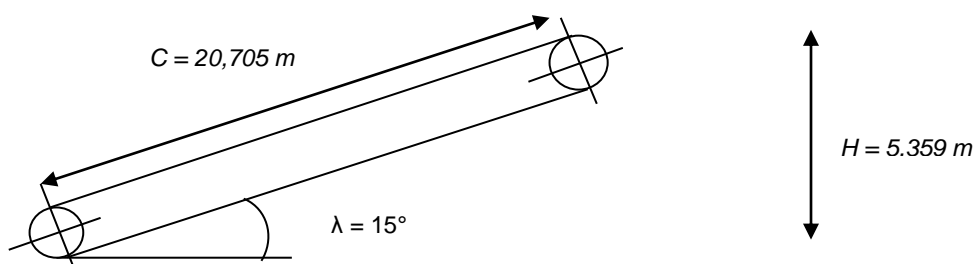


Figura 3 - Dimensões do transportador

Para melhor acomodação do material e melhor robustez, a disposição dos roletes foi definida como mostra a Fig. 4, com $\beta = 20^\circ$ (Manual FAÇO, 1996). A ilustração da disposição dos roletes sobre a estrutura é mostrada na Figura 5.

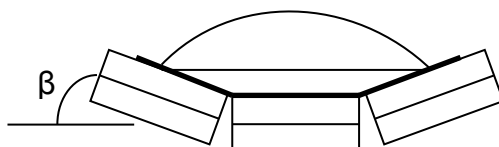


Figura 4 - Disposição dos roletes

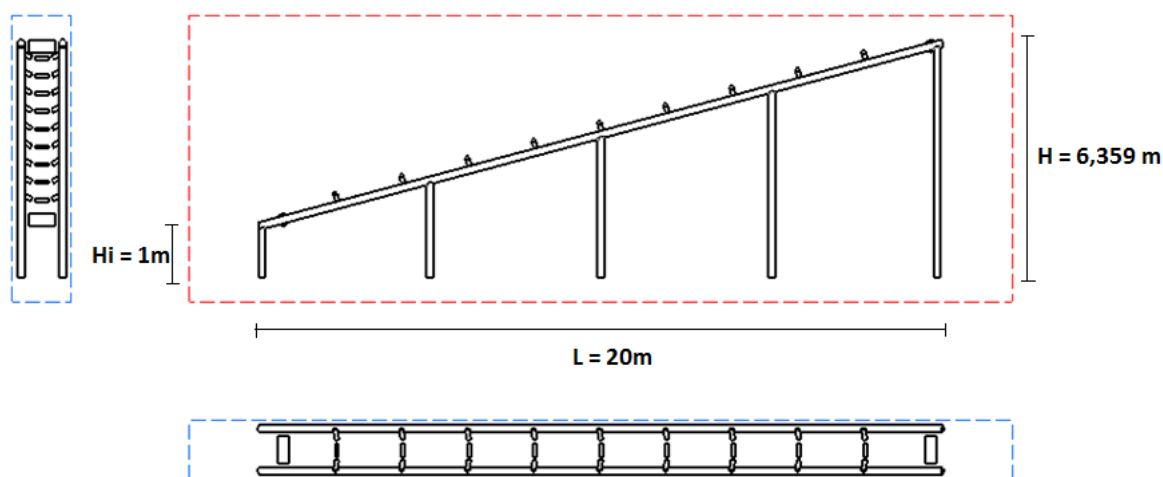


Figura 5 - Posicionamento sobre a estrutura

3.3. DIMENSIONAMENTO DA CORREIA

A velocidade da correia adotada foi $V = 1,0 \text{ m/s}$. Esse valor é um valor intermediário entre uma velocidade muito alta, 3 m/s , e uma velocidade muito baixa, $0,5 \text{ m/s}$, para que o deslocamento de minério aconteça de forma adequada.

Para selecionar a largura de correia adequada, segundo FAÇO, 1996, primeiramente define-se a Capacidade Volumétrica (C_{Tabela}) desejada, segundo a disposição dos roletes escolhida. A Capacidade Volumétrica (C_{Tabela}) é definida para diferentes larguras de correia a uma velocidade ideal de $1,0 \text{ m/s}$. A Capacidade ideal selecionada foi de $590 \text{ m}^3/\text{h}$, o que fornece uma largura de correia de 48 in ou $1219,2 \text{ mm} \approx 1,22 \text{ m}$.

A capacidade volumétrica real do transportador pode ser calculada a partir da capacidade volumétrica ideal definida na Tabela 1, considerando um fator de correção de capacidade K, dado em função da inclinação λ do transportador, tal como é mostrado na Equação 1. A capacidade real, assim como a ideal, é dada em m^3/h .

Tabela 1- Fração da tabela de capacidades volumétricas ideais (FAÇO, 1996)

Ângulo de Acomodação do Material (α)	Largura da Correia										
	18"	20"	24"	30"	36"	42"	48"	54"	60"	72"	84"
30°	-	-	133	217	321	445	590	755	940	-	-

$$C = C_{Tabela} V K = 531 m^3/h \quad (1)$$

O fator K é encontrado a partir da interpolação dos dados tabelados na Tabela 2. O valor encontrado é $k = 0,90$, obtido por uma média entre o fator para a inclinação 14° e 16° . A inclinação $\lambda = 15^\circ$ resulta na determinação da capacidade real $C = 531 m^3/h$. A conformidade da velocidade pode ser verificada segundo a Tabela 3, de acordo com a largura de correia selecionada (Manual FAÇO, 1996).

Tabela 2 - Fração da tabela de fatores de correção k (Manual FAÇO, 1996)

λ	14°	16°
K	0,91	0,89

Tabela 3 - Fração da tabela de conformidade de velocidades em m/s (Manual FAÇO, 1996).

Largura da Correia (β) pol	Cereais e outros Materiais de Escoamento Fácil Não Abrasivos	Carvão, Terra, Minérios Desagregados, Pedra Britada Fina Pouco Abrasivos	Minérios e Pedras Duros, Pontiagudos, Pesados e Muito Abrasivos
48	4,6	3,6	3,3

A velocidade de 1,0 m/s atribuída está, então, abaixo do limite verificado na Tabela 3. Esta adequação da velocidade da correia é importante para que, devido

ao grande peso da bauxita, não cause muito desgaste nas calhas de descarga (Manual FAÇO, 1996).

O tamanho máximo de flocos de bauxita que podem ser transportados de acordo com a largura de correia selecionada é determinado pela Tabela 4. Para a largura de correia selecionada (48 polegadas); um ângulo de repouso da bauxita de $\alpha = 31^\circ \approx 30^\circ$; e considerando que o material será constituído 100% de pedaços (ausência de grãos finos) têm-se um tamanho máximo de floco de bauxita de 12,0 cm.

Tabela 4 - Tabela de definição de largura de correia (Manual FAÇO, 1996).

Largura da Correia	Tamanho Máximo do Material											
	$\alpha = 10^\circ$				$\alpha = 20^\circ$				$\alpha = 30^\circ$			
	90% pedaços 10% finos		100% pedaços		90% pedaços 10% finos		100% pedaços		90% pedaços 10% finos		100% pedaços	
	Mm	pol	mm	pol	mm	pol	mm	pol	mm	pol	mm	pol
16"	203	8	135	$5\frac{5}{16}$	135	$5\frac{5}{16}$	81	$3\frac{3}{16}$	67	$2\frac{5}{6}$	40	$1\frac{9}{16}$
20"	254	10	171	$6\frac{3}{4}$	171	$6\frac{3}{4}$	102	4	84	$3\frac{5}{16}$	51	2
24"	305	12	203	8	203	8	127	5	102	4	61	$2\frac{3}{8}$
30"	381	15	254	10	254	10	157	$6\frac{3}{16}$	127	5	76	3
36"	457	18	305	12	305	12	191	$7\frac{1}{2}$	152	6	92	$3\frac{5}{6}$
42"	533	21	358	14	358	14	222	$8\frac{3}{4}$	178	7	106	$4\frac{3}{16}$
48"	610	24	406	16	406	16	254	10	203	8	120	$4\frac{3}{4}$
54"	686	27	457	18	457	18	289	$11\frac{3}{4}$	229	9	137	$5\frac{3}{6}$
60"	762	30	508	20	508	20	324	$12\frac{3}{4}$	254	10	152	6
66"	838	33	559	22	559	22	356	14	279	11	168	$6\frac{5}{6}$
72"	914	36	610	24	610	24	381	15	305	12	183	$7\frac{3}{16}$
78"	991	39	660	26	660	26	416	$16\frac{3}{6}$	330	13	203	8
84"	1067	42	711	28	711	28	451	$17\frac{3}{4}$	356	14	219	$8\frac{5}{9}$
90"	1143	45	762	30	762	30	483	19	381	15	241	$9\frac{1}{2}$
96"	1219	48	813	32	813	32	506	20	406	16	254	10

3.4. SELEÇÃO DA SÉRIE DE ROLETES, ROLAMENTOS E VERIFICAÇÃO

Para escolher a série de roletes é necessário um fator de aplicação C, dado pela Equação 2.

$$C = A * B \quad (2)$$

O fator A representa o tipo e serviço e o fator B é dado pela característica do material. Assim, A = 15 (adimensional), considerando um regime de trabalho de

aproximadamente 12h/dia e um serviço contínuo ou não intermitente; e $B = 64$ (adimensional) devido ao tamanho de pedaço do material e seu peso específico. O valor de aplicação C encontrado é de 960.

Com o fator de aplicação C e com a velocidade da correia determinados, é possível selecionar a série de roletes a partir das curvas que relacionam os dois parâmetros no gráfico abaixo Figura 6. A série 2026 AD é a de maior proximidade ao ponto localizado pelos parâmetros citados, porém a série escolhida foi a 2525 AD, que por estar ligeiramente mais distante do ponto ilustrado na figura X torna-se uma opção mais segura. Na Figura 7 é possível ver o rolo em detalhes, e suas dimensões encontram-se na Tabela 5.

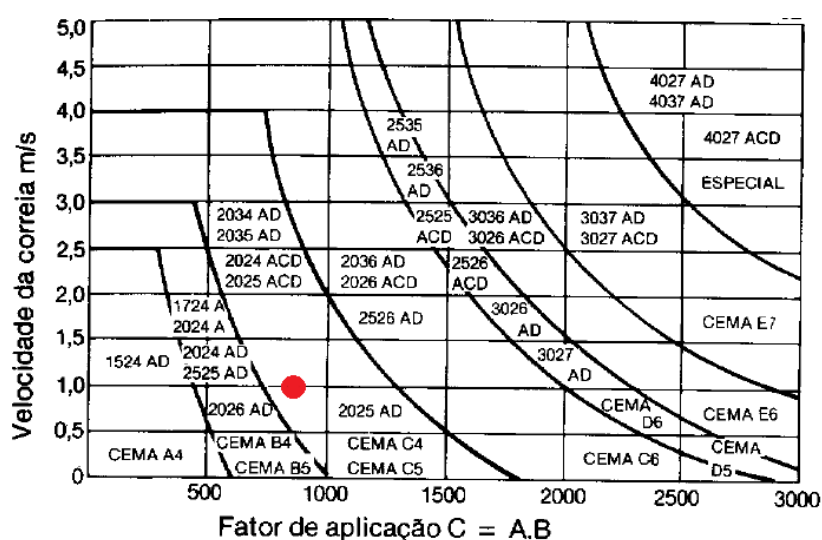


Figura 6 - Escolha da série de roletes relacionando o fator de aplicação C e a velocidade da correia (Manual FAÇO, 1996).

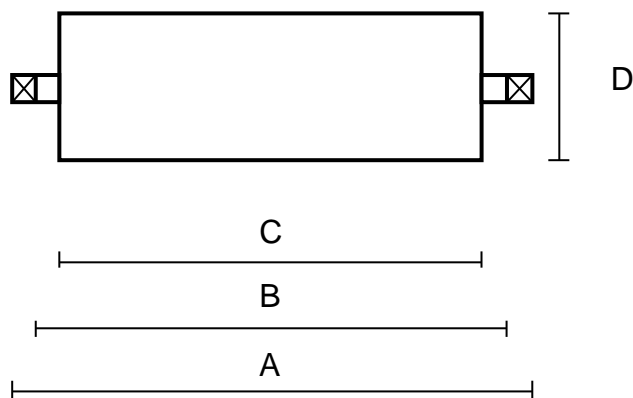


Figura 7 - Rolo de carga

Tabela 5 - Dimensões do rolo de carga

Largura da Correia	Dimensões (mm)				Peso (kgf)
	A	B	C	D	
48"	470	446	438	127	7,8

A verificação da conformidade da série de roletes é dada calculando-se a força radial no rolamento (F_R) bem como a carga dinâmica no rolamento (C_d). A força F_R é ilustrada na Figura 8 e suas relações dadas pela Eq. 3.

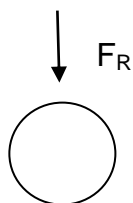


Figura 8 - Força radial no rolamento

$$F_R = \left[\frac{j}{2} + \frac{1-j}{2} \sin^2 \beta \right] W_m a + \frac{W_b + a}{6} + \frac{W_r}{2} \quad (3)$$

Onde o fator j é um fator indicativo da porcentagem do material sobre o rolo central, β é o ângulo de inclinação dos roletes laterais (graus), W_m é o peso do material na correia em kgf/m, W_b é o peso da correia em kgf/m e W_r é o peso do rolo em kgf. Os valores de W_m , W_b e W_r são tabelados e dependem de parâmetros como largura da correia, densidade do material, entre outros (Manual FAÇO, 1996).

$$W_m = 235,3392 \text{ kgf/m}$$

$$W_b = 20,2 \text{ kgf/m}$$

$$W_r = 10,1 \text{ kgf}$$

$$F_R = 80,36 \text{ kgf}$$

Considerando uma vida útil de 40.000 h, que equivalem a até 16h/dia de serviço contínuo, e a velocidade angular do rolete e por consequência do rolamento ($w = 1181,10 \text{ rpm}$), é possível escolher o fator de segurança da série de rolamentos que comporá o transportador $S_r = 14,5$.

A carga dinâmica C_D nos rolamentos é dada pela fórmula mostrada na Equação 4.

$$C_D = F_R S_r = 1165,27 \text{ kgf} \quad (4)$$

Verifica-se a conformidade através da Tabela 6, que mostra a C_D máxima que se pode ter, bem como o tipo de rolamento recomendado. O rolamento 6205 do tipo de esferas foi escolhido devido ao fato de suportar com margem de folga a carga dinâmica C_D incidida sobre o mesmo e devido a compatibilidade com a série de roletes determinada. Sua ilustração pode ser vista na Figura 9.

Tabela 6 - Fração da tabela de rolamentos em função da série de roletes (Manual FAÇO, 1996).

Rolamentos	C_D máx. em kgf	Série de Roletes
6205	1428	2525AD – 2526AD



Figura 9 - Rolamento de esferas nº 6205

3.5. SELEÇÃO DO ESPAÇAMENTO ENTRE ROLETES

Para fins de dimensionamento, existem dois espaçamentos de rolete a serem considerados: o espaçamento dos roletes de carga (a) e o espaçamento dos roletes de retorno (b), dados em função da largura de correia ($B = 48$ in) e uma tensão T_0 (tensão mínima para garantir uma flecha mínima da correia entre roletes).

O espaçamento a é dado em função do peso específico do material e da largura da correia, como pode ser visto na Tabela 7. O posicionamento relativo aos tambores de acionamento e retorno pode ser visto na Figura 10.

Tabela 7 - Seleção do espaçamento entre roletes

Largura da Correia B (in)	Espaçamento "a" dos roletes de carga	Espaçamento "b" dos roletes de retorno
	Peso Específico do material em (t/m^3)	
	1,6	
42"	1,00 m	3,0 m
54"	1,00 m	3,0 m

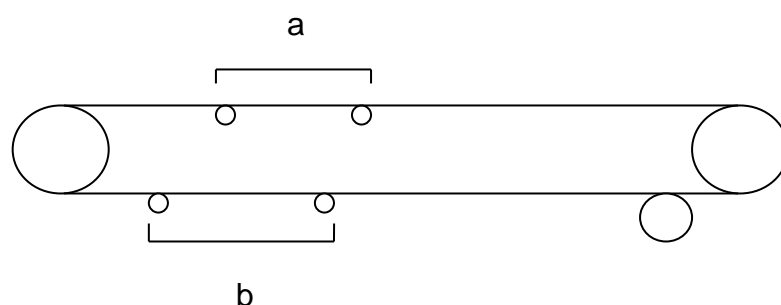


Figura 10 - Espaçamento entre roletes

De acordo com a distância de separação entre os conjuntos de roletes, podemos determinar a quantidade de conjuntos de roletes de carga (região superior da esteira) e a quantidade de roletes de retorno a partir do valor do comprimento total do transportador. Esses valores são, respectivamente, 19 e 6.

A tensão mínima para garantir uma flecha de 3% na correia entre os roletes de carga é dada pela Equação 5. Esta flecha de 3% é recomendada para materiais de mineração como é o caso do material a transportar em questão (Manual FAÇO, 1996).

$$T_0 = 4,17 (W_m + W_b)a = 1065,6 \text{ kgf} \quad (5)$$

3.6. POTÊNCIA DE ACIONAMENTO

O acionamento da correia é realizado por um motor elétrico, que movimenta um tambor de acionamento através de um redutor. O acionamento será simples (apenas 1 tambor), visto que o transportador possui dimensão menor que 100 m. A potência envolvida nesse processo é necessária para que sejam vencidas as forças de inércia nos roletes, tambores e correia; superar o atrito de acessórios e elementos mecânicos; deslocar o material horizontalmente; e deslocar o material verticalmente através do aclave.

Para o cálculo da potência total efetiva, deve-se determinar outros valores: N_V , N_1 e N_H . Eles correspondem, respectivamente, à potência para movimentar o transportador a uma velocidade de 1 m/s sem carga (Tabela 8); potência para movimentar 100 t/h de carga horizontalmente por uma distância L (Tabela 9); e potência para movimentar 100t/h de carga por uma distância vertical H (Figura 11).

Tabela 8 - Fração da tabela de potência de acionamento (Manual FAÇO, 1996)

Largura da correia (B)	Comprimento do Transportador L (m)			
	10	15	20	25
48"	1,02	1,2	1,32	1,64

Tabela 9 - Potência N_1 para deslocar 100 t/h de material em um comprimento horizontal (Manual FAÇO, 1996)

L (m)	10	15	20	25	30	40	50	60	70	80	90	100	110
N_1 (HP)	0,5	0,63	0,74	0,81	0,95	1,11	1,25	1,42	1,5	1,64	1,75	1,87	2,05

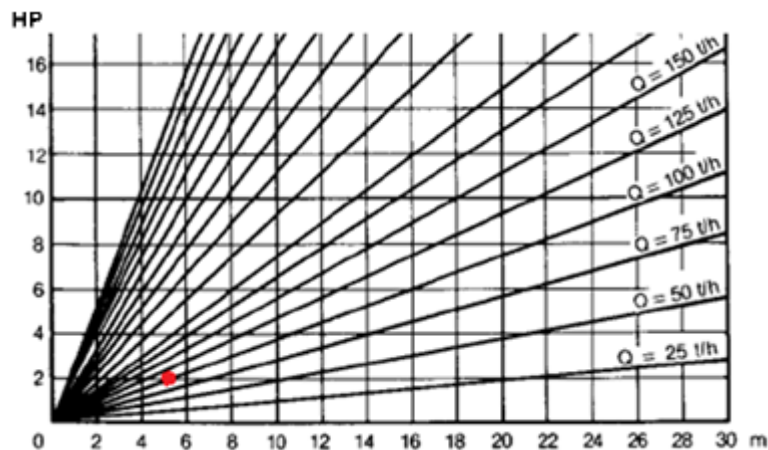


Figura 11 - Potência N_H para elevar o material por uma altura H (Manual FAÇO, 1996)

Para determinação da potência total efetiva, ainda resta conhecer a potência devido ao atrito das guias laterais (desconsiderada neste caso) e a capacidade de carga. Esta foi mensurada igual a 100 t/h. A Equação 6 indica o cálculo da potência efetiva.

$$N_e = V (N_v + N_g) + \frac{Q}{100} (N_1 \mp N_h) = 24,3494 \text{ Hp} = 17,9 \text{ kW} \quad (6)$$

A seleção do conjunto de acionamento se dá pela potência efetiva N_E e um fator de perdas dado por fatores como: redução simples ou dupla, tipo de correia (em v, plana), polias etc.

$$N_{MOTOR} = \frac{N_E}{n_T} \quad (7)$$

A perda neste caso é devido à redução simples, portanto $n_T = 0,95$ e $N_{MOTOR} = 25,6309 \text{ Hp}$. Com base na demanda de potência, foi selecionado para o conjunto de acionamento o motor Siemens TIPO 1LG4 223-8EB-9, potência nominal de 30 kW e rotação de 876 RPM.

3.7. TENSÕES NA CORREIA

A Equação 8 apresenta o cálculo da tensão efetiva na correia, calculada a partir da potência total efetiva N_e e da velocidade da correia V (Manual FAÇO, 1996).

$$T_e = 75 \frac{N_e}{V} = 1826,208 \text{ kgf} \quad (8)$$

Existem na correia outras tensões importantes de se determinar as quais são: T_1 e T_2 . As tensões T_1 e T_2 são as tensões máxima e mínima respectivamente, atuantes no tambor de acionamento. Devido à elevada carga de minério a ser transportada e pela maior facilidade do movimento do material se deslocar ao ser “empurrado”, o transportador será acionado no tambor inferior (de retorno).

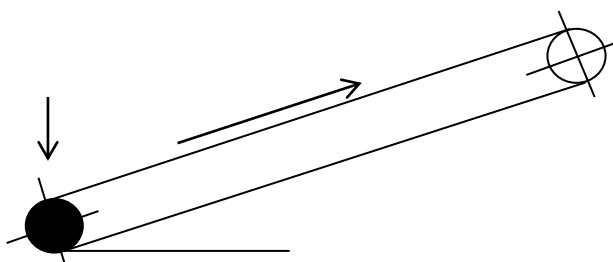


Figura 12 - Transportador em active com acionamento no tambor de retorno

Os valores encontrados para as tensões (forças) nos tambores foram calculados a partir da tensão efetiva na correia T_e e da tensão mínima na correia T_0 nas Equações 9 e 10 .

$$T_1 = T_e + T_0 = 2891,8 \text{ kgf} = 28.339,6 \text{ N} \quad (9)$$

$$T_2 = T_0 = 1065,6 \text{ kgf} = 10.442,9 \text{ N} \quad (10)$$

3.8. SELEÇÃO DA CORREIA

Para serviço pesado, FAÇO, 1996, recomenda alguns tipos de correia tais como a classe: EP (Goodyear); PEN 300, 350, 400, 450 (Gates); PN 3000, 4000, 5000, 6500 (Mercúrio). A utilização destas classes de correia se dá principalmente na siderurgia e mineração de médio porte. A classe EP é construída com lonas de poliéster e nylon, possui elevada resistência ao impacto e baixo índice de esticamento.

A correia EP 220 – 2 (com nº de lonas = 2) do fabricante Goodyear foi selecionada devido ao tipo de serviço (pesado) e à adequação do valor de largura de correia máxima ao valor de largura já estabelecido em *48 polegadas*. A Tabela 10 mostra algumas informações sobre a classe de correias EP 220 e também fornece a recomendação para o diâmetro mínimo dos tambores (*500 mm*).

Tabela 10 - Correias Goodyear série EP

Tipo	EP – 80	EP – 140	EP – 220				
Número de Lonas	2	2	2	3	4	5	6
Largura máx. de correia (in)	14	18	32	48	54	60	63
Diâmetro Mínimo do Tambores (mm)	300	350	450	500	600	760	910
Emenda vulcanizada (kN/m) largura			44	66	88	110	132
Emenda mecânica (kN/m) largura			35	53	70	88	
Peso aproximado da carcaça (kg/m ²)			4,9	6,1	6,4	8,1	9,8
Espessura aproximada da carcaça (mm)			3,2	4,0	5,2	6,6	8,0

As principais vantagens relacionadas ao uso de correias EP são listadas abaixo (Catálogo Goodyear, 2010):

- Boa resistência ao impacto;
- Resistência a materiais engastados;
- Boa retenção de emendas mecânicas;
- Boa resistência ao desgaste de borda;
- Redução do arrancamento da cobertura;
- Proteção contra umidade e mofo;
- Adequado para suporte de carga;
- Boa resistência ao calor.

3.9. DIMENSIONAMENTO DOS TAMBORES

O comprimento do tambor é dado somando-se a largura da correia (48 pol) com 6 pol (para transportadores com largura maior que 42 polegadas) e é determinado como mostra a Equação 11.

$$B = L + 6 \text{ in} = 54 \text{ in} \approx 1,37 \text{ m} \quad (11)$$

O peso próprio estimado do tambor é de $W = 30 \text{ kgf}$.

3.9.1. Cálculo do eixo

Pelo fato de existirem dois tambores, um para o acionamento e o outro de retorno, dois eixos de transmissão de potência deverão estar acoplados. Os eixos a se considerar são o motriz e o movido, e o dimensionamento é feito para o eixo mais solicitado, o motriz, que sofre a ação de uma força radial P . Esta força P ocorre devido às tensões principais na correia T_1 e T_2 e foi calculada $P = 38778,34 \text{ N} \approx 39 \text{ kN}$.

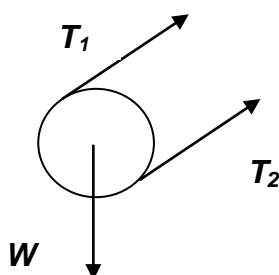


Figura 13 - Forças no tambor de acionamento

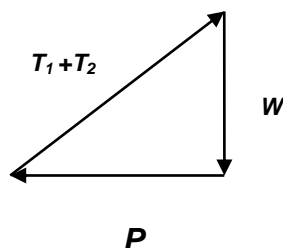


Figura 14 - Diagrama de corpo livre do tambor de acionamento

O eixo foi dimensionado à fadiga devido à flexão cíclica. Estimou-se seu comprimento com cerca de 1,5 m, pelo fato de ser maior do que o comprimento do tambor devido aos mancais, e também foi considerado como uma viga biapoiada com carga no centro do vão como mostra a Figura 15. Os respectivos diagramas de esforço cortante e momento fletor do eixo motriz são mostrados na Figura 16 e Figura 17.

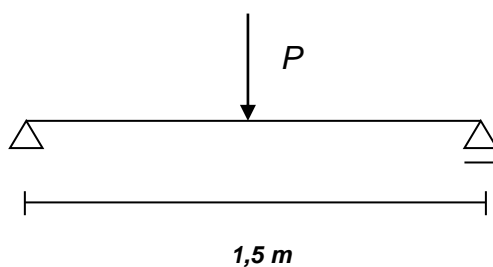


Figura 15 - Representação do eixo do tambor de acionamento como uma viga biapoiada

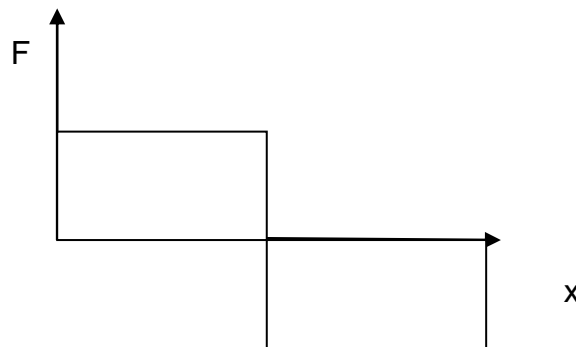


Figura 16 - Diagrama de esforço cortante do eixo motriz

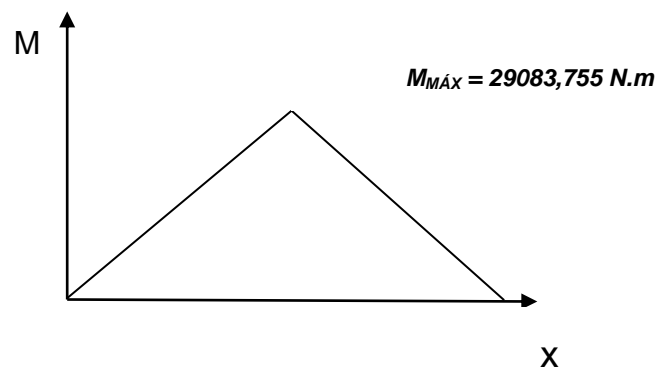


Figura 17 - Diagrama de momento fletor do eixo motriz

O momento fletor máximo $M_{MÁX}$ é dado multiplicando-se a reação nos apoios pelo braço $0,75m$, que é a metade do comprimento total do eixo. A tensão de flexão sofrida pelo eixo é dada pela Equação 12.

$$\sigma = \frac{M y}{I} \quad (12)$$

Para o valor de C foi convencionado um raio $R = 50 \text{ mm}$. A partir do momento de inércia, a tensão a qual o eixo está submetido é de $\sigma = 171437902,7 \text{ Pa} \approx 171,44 \text{ MPa}$. Isto significa que o material a ser escolhido deve ter um limite de fadiga S_N menor que este patamar de tensão, considerando os fatores de correção.

3.9.2. Flexão cíclica – considerações sobre fadiga

Segundo SHIGLEY, 2005, o limite de fadiga S_N é dado pela Equação 13:

$$S_N = k_A k_B k_C k_D k_E k_F S_N' \quad (13)$$

Em que k_A é um fator relacionado ao acabamento superficial, k_B está relacionado ao diâmetro do eixo, k_C está relacionado à confiabilidade, k_D está relacionado à temperatura, k_E é um fator de concentração de tensões e k_F é um fator de efeitos diversos. A tensão de fadiga $S'_N = 0,504 S_{RT}$, onde S_{RT} é o limite de resistência à tração do material. Este foi o aço G10500, que possui limite de resistência à tração $S_{RT} = 689 \text{ MPa}$.

Os fatores considerados que contribuíram para a redução do limite de fadiga $S'_N = 347,256 \text{ MPa}$, foram os fatores k_A e k_B . Adotando o acabamento superficial como retificado e o diâmetro determinado, os valores são 0,74 e 0,75 respectivamente, obtendo um limite de fadiga $S_N = 192,7271 \text{ MPa}$. O mesmo procedimento foi realizado utilizando o aço G10400, porém seu limite de fadiga é extremamente próximo da tensão a que o eixo está submetido, e por questão de segurança este material não foi selecionado.

3.9.3. Torção constante – estática

A Torção no eixo do tambor de acionamento pode ser calculada a partir da Equação 14.

$$\tau = \frac{T y}{J} \quad (14)$$

Onde T é o torque do eixo, C é o raio e J o momento de inércia polar. O torque do eixo pode ser calculado a partir da Equação 15:

$$T = \frac{60000 N_e}{2\pi w} \quad (15)$$

N_e é igual à potência efetiva em KW calculada anteriormente $N_e = 24,3494 \text{ Hp} = 18,1573451 \text{ KW}$ e w é a velocidade angular também conhecida $w = 1181,10 \text{ rpm}$. O torque do eixo é $146,8 \text{ N.m}$. O valor da torção no eixo então se dá $\tau = 717,6 \text{ KPa}$.

3.10. SELEÇÃO DO ESTICADOR DE CORREIA

A seleção do esticador de correia se dá analisando a Tabela 11 (FAÇO, 1996), em que através da largura de correia e da distância entre centros de cada tambor seleciona-se o esticador por gravidade ou por parafuso. Uma vez que a

distância entre centros é de $C = 20,7\text{ m}$, menor que a 22 m , o esticador selecionado é o do tipo por parafuso.

Tabela 11 - Tipo de esticador devido à largura da correia (Manual FAÇO, 1996)

Largura da Correia	Distância entre centros L (m)						
	> 35	35	30	27	25	22	20
48"	G	G	G	G	G	P	P

4. ANÁLISE NUMÉRICA – ESTRUTURA METÁLICA DE SUSTENTAÇÃO

4.1. INTRODUÇÃO

Este capítulo reserva-se a análise da estrutura metálica de sustentação de um transportador contínuo destinado ao transporte de bauxita. A análise numérica estrutural vem no sentido de garantir um comportamento mecânico adequado que não venha a ferir a integridade física de todo o transportador e o bom funcionamento dos demais elementos nele presentes.

Na literatura, não foi encontrado registros que apresentem as etapas da análise numérica para o dimensionamento de um transportador contínuo. O que se encontrou a respeito de transportadores contínuos diz respeito a avaliação do processo produtivo com a implementação de um transportador contínuo, QUESADA, 2004, e a elaboração das etapas que possibilitam a elaboração do projeto de uma ponte rolante, TAMASAUKAS, 2000.

A abordagem proposta é, portanto, uma contribuição ímpar no campo acadêmico ao se tratar de uma estrutura metálica que compõe um transportador contínuo. Apresenta-se, aqui, os passos básicos de uma análise estrutural considerando as influências das cargas estáticas e dinâmicas, bem como a busca de um dimensionamento ótimo que minimize o peso da referida estrutura.

4.2. METODOLOGIA

A análise numérica foi conduzida utilizando a ferramenta computacional ANSYS® 12.0. Este sistema computacional de Elementos Finitos possui diferentes módulos, tais como um pré-processador; um módulo de análise e solução de elementos finitos; e um pós-processador, além de outras possíveis funcionalidades.

A metodologia proposta consiste no dimensionamento de uma estrutura metálica constituída de perfis de aço estudada a partir de análises estática e dinâmica. Estas análises em conjunto guiaram o projeto da geometria da estrutura, realizando-se diversas modificações até chegar a um modelo que satisfaça a ambas.

Os passos aplicados para a verificação estática e dinâmica começaram pela proposição de uma estrutura inicial simples. Primeiro, fez-se uma análise estrutural para avaliar os níveis de tensão impostos à estrutura de acordo com o carregamento a ser transportado. Com a certificação de que a resistência mecânica estática é

suficiente, inicia-se um estudo dinâmico. A análise dinâmica constitui na verificação modal, harmônica e transiente da estrutura proposta.

Neste estudo dinâmico, busca-se conhecer os modos de vibração livre e suas respectivas frequências naturais através da análise modal. É necessário se trabalhar com frequências acima da frequência de excitação do motor como uma garantia de segurança, considerando que no momento de partida do motor, em que ele sai da inércia, todas as frequências menores que sua frequência nominal podem ser ativadas. Desta forma, pode ser necessário realizar modificações geométricas e adição de barras para que os valores de frequências encontrados estejam suficientemente acima dos valores de excitação da estrutura.

Para quantificar os deslocamentos provocados pelas cargas dinâmicas, parte-se para a análise transiente. Tais resultados tem que atender as exigências da norma NBR 14762. Atendido este critério, busca-se identificar o modo de vibração que mais contribui para a resposta dinâmica; dá-se, então, início à análise harmônica. Feito isso, verifica-se novamente se a estrutura resultante obedece aos critérios da análise estática.

A Figura 18 apresenta um fluxograma representativo da metodologia adotada para a validação da estrutura diante os tipos de análises a se realizar.

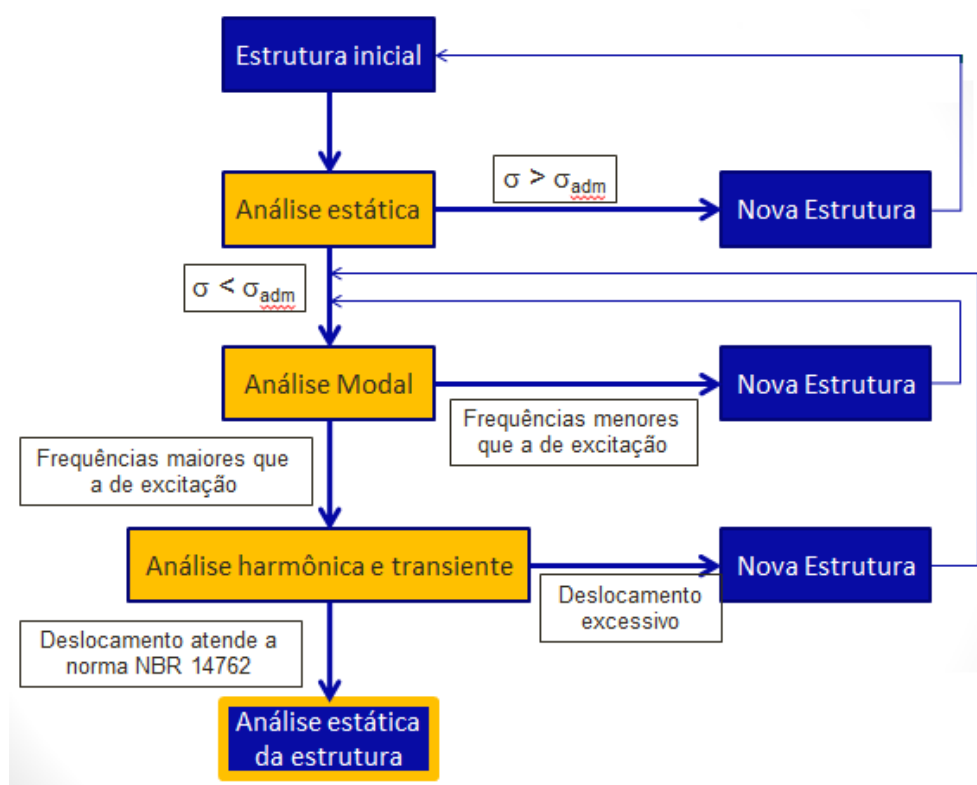


Figura 18 - Metodologia de validação da estrutura

4.3. EMBASAMENTO TEÓRICO

4.3.1. Método de Elementos Finitos – MEF

O Método de Elementos Finitos (MEF) destaca-se como uma eficiente ferramenta de cálculo aplicada a avaliações do desempenho mecânico estrutural, assim como para analisar o comportamento destas em fase de projeto. Este método surgiu em 1955 motivado pela evolução da análise matricial, pelo advento do computador e com objetivo de se projetar estruturas com modelamento contínuo.

Em problemas estruturais, o MEF realiza a discretização em um número finito de elementos para obter uma aproximação do comportamento elástico em meio contínuo. Os elementos finitos se tratam de subdomínios do problema e se conectam através de pontos discretos da estrutura, os nós (ABRAHÃO & CORREIA, 2008).

O ANSYS dispõe de uma biblioteca vasta de elementos unidimensionais, bidimensionais e tridimensionais, dentre os quais se fez uso, no presente trabalho, de dois elementos unidimensionais, *Beam 4* e *Beam 189*.

O *Beam 4* trata-se de um elemento linear segundo a equação de viga de Euler-Bernoulli, cuja teoria admite que as seções permanecem planas e perpendiculares à curva neutra depois da deformação. Os efeitos de momento de inércia de rotação é desprezado e a energia envolvida no cisalhamento é desprezada. Este elemento possui dois nós e seis graus de liberdade em cada nó com capacidade de tensão, compressão, flexão e torção. Os graus de liberdade desse elemento são três translações nodais (nas direções x, y e z) e três rotações (nas mesmas direções) conforme Figura 19.

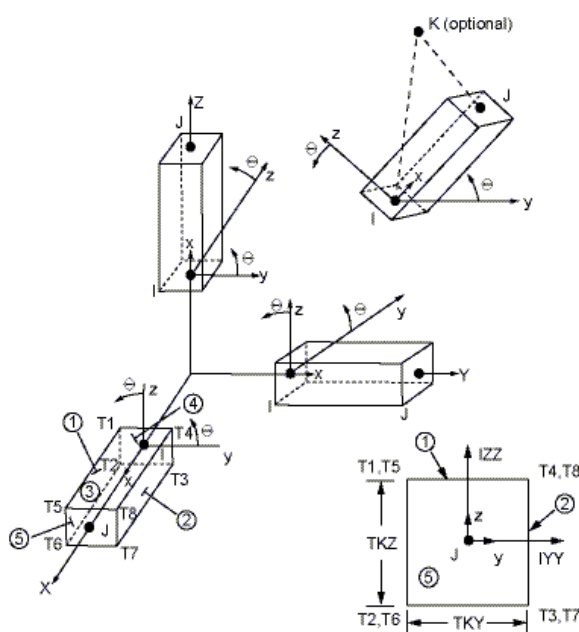


Figura 19 - Geometria do elemento *Beam 4* [Biblioteca ANSYS]

O *Beam 189* se trata de um elemento de viga quadrático que utiliza a teoria de viga de Timoshenko. Esta teoria adiciona os efeitos da distorção de cisalhamento e inércia rotatória ao modelo de Euler-Bernoulli. O elemento possui três nós e seis ou sete graus de liberdade por nó como mostra a Figura 20. Estes são as translações nos três eixos ortogonais, as rotações em torno de cada eixo e um sétimo grau de liberdade, caso ativado, que é o empenamento por torção. Seu uso é adequado em casos de análises de geometria não linear que envolva grandes deslocamentos. Comparado ao *Beam 4*, tem a vantagem de poder ser discretizado tridimensionalmente através de células e pontos de integração entre os nós. Em vez de ser fornecido o valor das constantes reais como área da seção transversal e inércia, o *Beam 189* possibilita a implementação de vigas nos mais diferentes tipos

de perfis estruturais, informando suas dimensões. A assimetria da área da seção é permitida, como por exemplo o uso de um perfil tipo U ou L com abas desiguais. Assim, o *Beam 189* se mostra um tipo de elemento de viga mais detalhado e mais completo quando comparado ao *Beam 4*, fornecendo uma análise mais precisa.

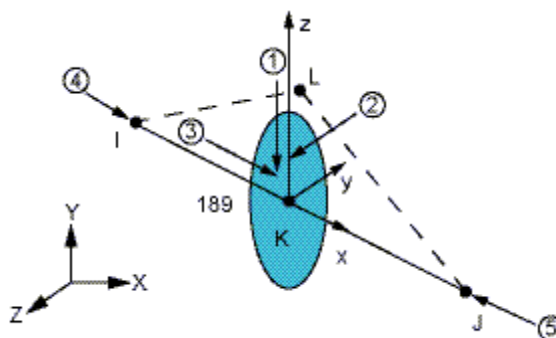


Figura 20 - *Beam 189*: nós e graus de liberdade

Basicamente, o ANSYS separa suas etapas de simulação em três módulos: pré-processamento, processamento e pós-processamento.

No pré-processamento faz-se a definição das propriedades físicas e geométricas a serem atribuídas e do tipo de elemento a ser adotado, bem como a definição das dimensões, dos nós da malha e a discretização da estrutura.

No processamento são definidas as restrições de movimento a serem adotadas à estrutura (translação e rotação), assim como o tipo de carregamento e seus pontos de aplicação. No processamento são realizados todos os cálculos do sistema de equações resultantes.

Por fim, no pós-processamento é realizada a análise dos resultados, como deslocamentos, forças, momentos resultantes, deflexões. Pode-se extrair gráficos que indicam os deslocamentos nodais em função do tempo ou da frequência por exemplo.

Com a aplicação de tais etapas, podem-se realizar uma série de análises diferentes através do ANSYS, como análise estática (linear e não-linear), modal, harmônica, transiente, além de resolução de problemas de transferência de calor, eletromagnéticos, de fluidos e acústicos.

Através do MEF são geradas funções de aproximação, que servem para interpolar deslocamentos, esforços, tensões e deformações ao longo do domínio do

elemento. As funções de forma podem ser aplicadas a princípios energéticos, utilizado, por exemplo, o Princípio dos Trabalhos Virtuais, ou aplicada diretamente à sua equação diferencial como no método dos Resíduos Ponderados (CHRISTOFORO & MARCONATO, 2007).

A Equação 16 expressa o sistema de equações lineares resolvido através do MEF. Para os casos de problemas estruturais elásticos, o deslocamento é considerado como a principal incógnita.

$$\{K\}\{U\} = \{F\} \quad (16)$$

Sendo $\{K\}$ a matriz de rigidez da estrutura, $\{U\}$ o vetor de deslocamentos nodais e $\{F\}$ o vetor das forças equivalentes nodais da estrutura.

4.3.2. Análise estática

O dimensionamento da estrutura foi guiado pelo critério de resistência do material. Para a realização das análises estáticas, foram extraídas informações a respeito da tensão equivalente de von Mises presente na estrutura simulada. Esta teoria é baseada na teoria da energia de distorção para materiais dúcteis.

“A teoria da energia de distorção para materiais dúcteis prevê que ocorre escoamento quando a energia de deformação por distorção em uma unidade de volume alcança ou excede a energia de deformação por distorção por unidade de volume correspondente ao escoamento sob tração ou compressão do mesmo material” (SHIGLEY, 2005).

Esta teoria foi formulada com base na observação de que materiais dúcteis sob tensão demonstravam resistência ao escoamento superiores àqueles obtidos pelo ensaio de tração. Isso levou à conclusão de que o escoamento não se tratava de um fenômeno puramente de tração ou compressão, mas que envolvia também a distorção angular do elemento tracionado.

Considera-se uma unidade de volume sujeita a um estado de tensão tridimensional devido às tensões σ_1 , σ_2 e σ_3 mostrado na Figura 21.

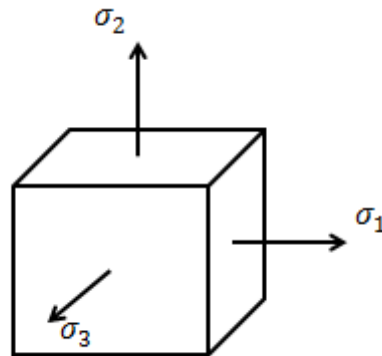


Figura 21 - Unidade de volume sujeita a um estado de tensão tridimensional

A tensão de von Mises, σ' , é denominada como uma tensão única, equivalente ou efetiva para o estado geral de tensão completo fornecido por meio de σ_1 , σ_2 e σ_3 . Ela pode ser escrita como: (SHIGLEY, 2005)

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (17)$$

O valor da máxima tensão equivalente de von Mises verificado na estrutura analisada será comparado ao limite de escoamento do material para verificar a estabilidade elástica do conjunto.

4.3.3. Análise dinâmica

Para realizar uma análise do comportamento dinâmico do modelo estudado, pode-se fazer três tipos de análise em conjunto: análise modal, harmônica e transiente.

Para se determinar as frequências naturais e os respectivos modos de vibração associados de um sistema informados pela análise modal, obtém-se a solução da equação que descreve o movimento para uma estrutura não amortecida. Esta equação se vê a seguir (JÚNIOR, 2003):

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (18)$$

Na Equação 18, $[M]$ representa a matriz de massa, $\{\ddot{u}\}$ o vetor de aceleração dos nós, $[K]$ a matriz de rigidez total e $\{u\}$ o vetor de deslocamento dos nós. As vibrações de forma harmônica em um sistema linear são descritas através da Equação 19.

$$\{u\} = \{\emptyset\}_i \cos\{\emptyset\}_i \cos\omega_i t \quad (19)$$

Em que $\{\emptyset\}_i$ representa o autovetor do modo de vibração da i -ésima frequência natural; ω_i é a i -ésima frequência natural circular (radianos por unidade de tempo) e t o tempo. Desta forma, a Equação 17 pode ser escrita como:

$$(-\omega_i^2 [M] + [K])\{\emptyset\}_i = \{0\} \quad (20)$$

Eliminando-se a solução trivial, tem-se como solução a Equação 19:

$$|-\omega_i^2 [M] + [K]| = \{0\} \quad (21)$$

A solução da Equação 21 se trata de um problema de autovalores e autovetores. Sendo n o número de graus de liberdade, ela pode ser resolvida para n valores de ω^2 e n autovetores.

Na análise harmônica, calcula-se a função resposta em frequência. A função resposta em frequência – FRF admite uma certa faixa de frequências em que é expresso o comportamento do sistema. Os picos são identificados como frequências naturais do sistema. Estas informações permitem realizar análises referentes à faixa de frequência de funcionamento de determinado equipamento e seus valores são plotados em um gráfico ‘deslocamento versus frequência’.

De acordo com as informações encontradas na biblioteca ANSYS, a análise de vibrações do tipo transiente é aplicada com fim de verificar parâmetros como forças, deslocamentos, tensões e deformações de uma estrutura sujeita a carregamentos variáveis ao longo do tempo. Com isso, verifica-se a resposta dinâmica devido à uma combinação de cargas estáticas, transientes e harmônicas, levando em consideração efeitos de inércia e de amortecimento (LIMA, 2007).

A análise transiente é feita com base na resposta de amplitude de vibração no tempo. Isso confere informações a respeito do amortecimento do sistema. Neste caso, a equação de movimento utilizada é dada por:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\} \quad (22)$$

Sendo $[C]$ a matriz de amortecimento e $\{\dot{u}\}$ o vetor de velocidade dos nós. A matriz de amortecimento é definida por uma combinação linear das matrizes de

massa e de rigidez com os respectivos coeficientes de Rayleigh α e β como mostra a Equação 23.

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (23)$$

Os valores do vetor de deslocamento $\{u\}$ são mostrados em um gráfico ‘deslocamento versus tempo’.

4.4. DESCRIÇÃO DA ESTRUTURA DO TRANSPORTADOR

A geometria inicialmente proposta segue o escopo do projeto que é criar um transportador com 20 metros de comprimento. Além disso, a largura utilizada segue o valor encontrado para a largura da correia (*48 polegadas*). A altura inicial foi atribuída como 1 metro, e a inclinação da esteira foi determinada na seção 3.3 em 15° conforme o tipo de material a ser transportado. O comprimento total foi dividido em 8 seções igualmente espaçadas por 9 pares de colunas. A Figura 22 mostra a forma da primeira proposta de geometria para a estrutura.

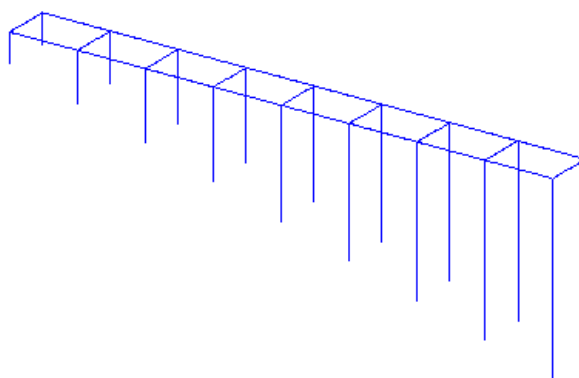


Figura 22 - Proposta de geometria inicial

A estrutura de suporte do transportador inicialmente foi definida utilizando perfis I e cantoneiras de aço. Suas seções transversais estão ilustradas nas Figura 23 e Figura 24 e suas dimensões listadas nas Tabela 12 e Tabela 13.

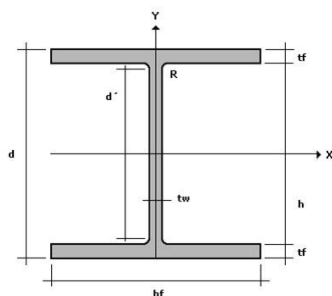


Figura 23 - Perfil tipo I

Tabela 12 – Dimensões do perfil de aço tipo I (Catálogo GERDAU).

Perfil I	Massa Linear (Kg/m)	D (mm)	Bf (mm)	Tw (mm)	Tf (mm)	Área (m ²)	Iy (m ⁴)
W 200 X 59,0	59,0	210	205	9,1	14,2	$7,6 \cdot 10^{-3}$	$2,041 \cdot 10^{-5}$

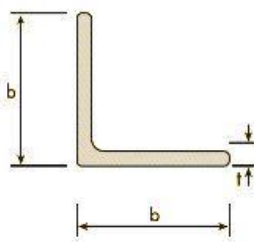


Figura 24 - Perfil tipo cantoneira (L)

Tabela 13 - Dimensões do perfil cantoneira (Catálogo GERDAU)

Cantoneira	Massa Linear (Kg/m)	B (mm)	T (mm)	Área (m ²)	Iy(m ⁴)
=	16,8	101,60	11,11	$2,135 \cdot 10^{-3}$	$2,08 \cdot 10^{-6}$

Nas colunas da estrutura foram utilizados perfis do tipo I, as quais serão a parte principal responsável por suportar os esforços compressivos, já que o principal carregamento é o peso da carga. O perfil I foi adotado pela sua robustez em relação aos demais tipos de perfis estruturais, visto que possui alta resistência mecânica, adequado para aplicações de grande porte. Suas características explicam o fato de ser o tipo de perfil de aço mais utilizado em edifícios de estrutura metálica (ALVA & MALITE, 2005). Neste caso, as grandes dimensões do transportador e o alto nível

de carregamento a ser transportado (da ordem de centenas de toneladas quando totalmente carregado) exigem uma estrutura com tais características de resistência.

Nas demais barras que ligam as colunas umas as outras foram utilizadas cantoneiras. Sua principal função é interligar as partes da estrutura, dando mais rigidez à mesma, e servir de apoio para os elementos do sistema de transportador na parte superior, como rolo, roletes, tambores e a esteira. O fato do perfil L ter dois lados planos possibilita uma fixação desses elementos mais simplificada.

As dimensões e tipos de perfis adotados podem ser modificados no decorrer do processo de testes com as análises via ANSYS. As iterações deste processo serão explicitadas mais detalhadamente ao longo do texto.

Foram impostas condições de contorno do tipo engastamento para representar a fixação da estrutura no solo, no qual todos os movimentos são impedidos neste ponto. Para se determinar as solicitações mecânicas referentes ao campo de tensões, foi considerado como carga de transporte o peso do minério de bauxita. A Tabela 14 mostra os parâmetros necessários para o cálculo dos esforços na estrutura.

Tabela 14 - Parâmetros utilizados para o cálculo da força

Parâmetro	Valor
Capacidade Real	531 m ³ /h
Peso Específico (máximo)	1,6 t/ m ³
Velocidade da correia	1m/s
Comprimento da Correia	20,705 m
Aceleração da gravidade local	8,91 m/s ²

A capacidade real de vazão de minério foi multiplicada pelo peso específico da bauxita para obter a vazão mássica do material sobre a correia, encontrando $849,6 \text{ t/h} = 14,16 \text{ t/seg}$. Com o comprimento e a velocidade da correia, o peso total de carga sobre a correia, considerando-a totalmente carregada, é de 293,1228 toneladas de bauxita. Calculando-se o peso total desta carga sobre o transportador tem-se a carga $P = 2876,12 \text{ kN}$. Este peso foi dividido igualmente entre os 18 nós da parte superior da estrutura, modelando-se assim o carregamento.

Com a quantidade e peso dos rolos e roletes, foi possível calcular o peso total referente a estes elementos de menor influência para as tensões geradas na

estrutura de acordo com a Tabela 15. O valor encontrado foi de 1358,1 kgf, que corresponde a apenas 0,46% do valor de carregamento devido ao transporte de minério e, por isso, foi desprezado. A Figura 25 ilustra a geometria e as condições de contorno aplicadas para a primeira análise estática.

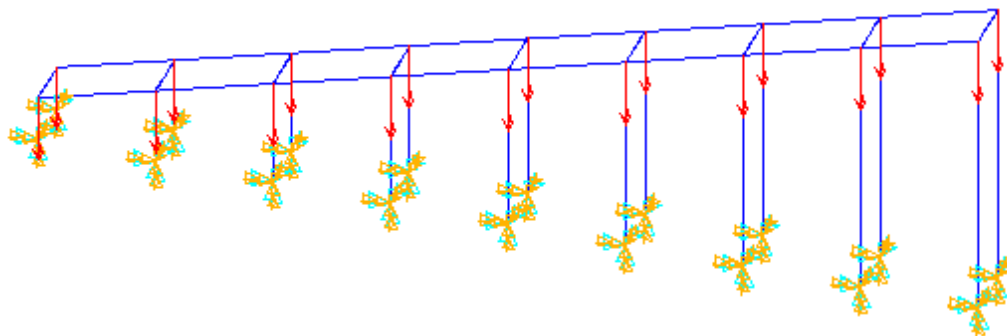


Figura 25 - Geometria da estrutura e suas condições de contorno

As propriedades do aço aplicadas na rotina de código são apresentadas na Tabela 15.

Tabela 15 - Propriedades do material

Propriedade	Valor
Módulo de elasticidade (MPa)	210
Coefficiente de Poisson	0.291
Densidade (kg/m ³)	7870

4.4.1. Análise Estática

Para a modelagem no ANSYS desta primeira proposta de estrutura foi utilizado o elemento unidimensional *Beam 4*. Os valores referentes à área da seção transversal, à inércia e à altura foram calculados pelo ANSYS e são aqueles apresentados nas Tabela 12 e Tabela 13.

A Figura 26 destaca as observações com relação as tensões de von Mises obtidas, em que as barras em cantoneira (superiores) são tracionadas com um valor desprezível de tensão, enquanto as colunas em perfil I são comprimidas a um valor de 17,2 MPa.

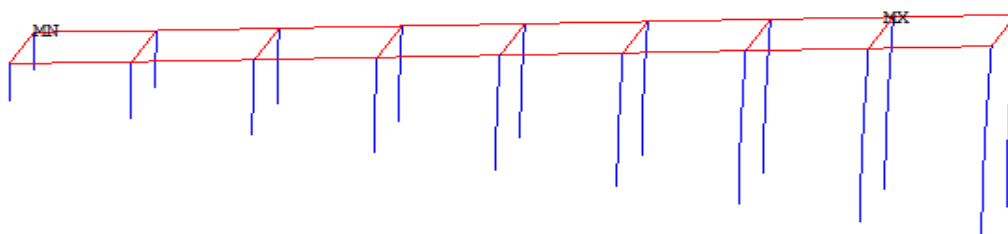


Figura 26 - Tensões de von Mises da estrutura preliminar

Visto que o limite de escoamento do aço ASTM A 572 Grau 50 utilizado pela GERDAU na fabricação dos perfis é de 345 MPa, conclui-se que a estrutura tem resistência suficiente para suportar os esforços devido ao carregamento quando em serviço.

4.4.2. Análise Modal

Para a avaliação dos resultados da análise modal foi considerado o valor de frequência de funcionamento, em Hz, do motor selecionado para o conjunto de acionamento do transportador contínuo. Este valor é de 14.6 Hz, e a partir dele será guiada a análise modal a fim de evitar as frequências ressonantes da estrutura para que o comportamento mecânico desta não seja comprometido.

No Caso 1 foi utilizado o elemento *Beam 4* e novas barras foram acrescentadas à geometria mostrada na análise inicial como ilustra a Figura 27. No caso 2, foi utilizado o elemento de viga *Beam 189* ainda utilizando a mesma geometria do Caso 1. No Caso 3, por sua vez, o elemento de viga *Beam 189* foi aplicado a uma geometria novamente alterada quando comparada ao Caso 2, mostrada na Figura 31. Já no Caso 4, manteve-se a utilização do elemento *Beam189* mas alterou-se novamente a geometria, inclinando-se as colunas.

4.4.2.1. Caso 1 – *Beam 4*

A geometria apresentada foi analisada e os valores de frequência naturais correspondem aos valores de frequência a que o transportador será submetido

durante o processo de partida do motor e durante seu funcionamento contínuo. Um total de sete modos de vibração encontram-se nessa faixa de frequência menores ou próximas a 14.6 Hz, como se observa na Tabela 16.

Tabela 16 - Frequências naturais – modelo inicial

Modo	Frequências (Hz)
1	9.5
2	11.0
3	11.6
4	12.0
5	12.7
6	13.6
7	14.7
8	18.3
9	25.9
10	30.8

Uma série de inclusão de novas barras do tipo cantoneira, iguais às aplicadas na parte de suporte da esteira, foi realizada. Estas foram dispostas em três regiões:

- Na parte inferior da estrutura, em ambas as laterais, formando uma série de treliças que ligam as colunas de um mesmo lado. Isso faz com que os vãos livres das barras verticais seja reduzido, travando a vibração das colunas e evitando modos de vibração à frequências muito baixas;
- Na parte inferior da estrutura, ligando uma lateral à outra com barras horizontais, transversalmente, para impedir o deslocamento lateral e aumentar a rigidez transversal da estrutura como um todo;
- E na parte superior, adicionando barras a formar uma treliça, com o mesmo objetivo do item anterior.

A geometria resultante das alterações é apresentada na Figura 27.

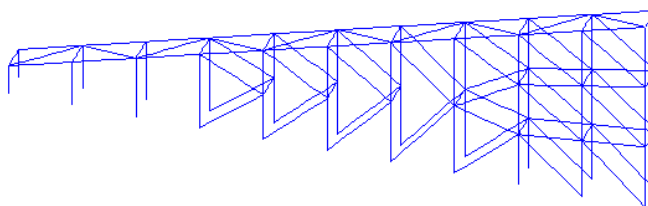


Figura 27 - Geometria da estrutura – caso 1

O tipo de elemento a ser usado continua sendo o *Beam 4*. A Figura 28 apresenta as quatro primeiras frequências de ressonância e seus respectivos modos de vibração.

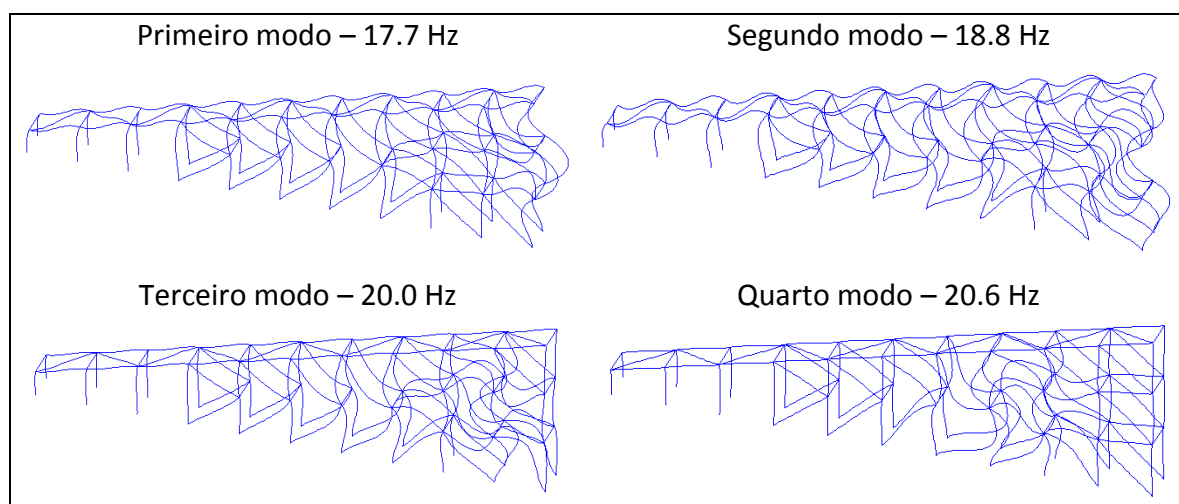


Figura 28 - Frequências e modos de vibração – Caso 1

Nota-se que os modos de vibração apresentados consistem da movimentação de várias barras simultaneamente em um plano paralelo ao sentido longitudinal da estrutura.

4.4.2.2. Caso 2 – *Beam 189*

Foi construído um segundo modelo para analisar o comportamento mecânico da estrutura submetida a vibração. Desta vez, foi adotado o elemento de viga *Beam 189* em vez do *Beam 4*. A geometria analisada continua sendo aquela mostrada na Figura 27. Como se percebe através da Figura 29, o *Beam189* permite uma visualização tridimensional dos elementos, no qual, consegue-se identificar os perfis “I” e “U” que formam a estrutura.

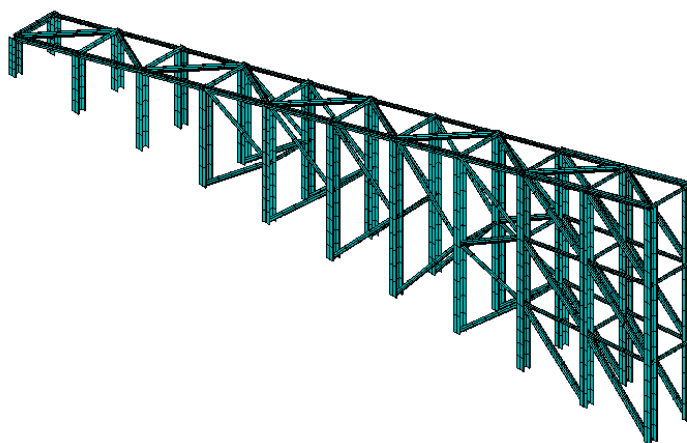


Figura 29 - Caso 2: elementos de viga *Beam 189*

A mesma disposição das barras analisadas no caso 1 foi feita no caso 2, assim como as condições de contorno. Apenas o tipo de elemento e a entrada de valores foram alterados. Os resultados para os valores de frequência e modos de vibração para o *Beam 189* estão ilustrados na Figura 30.

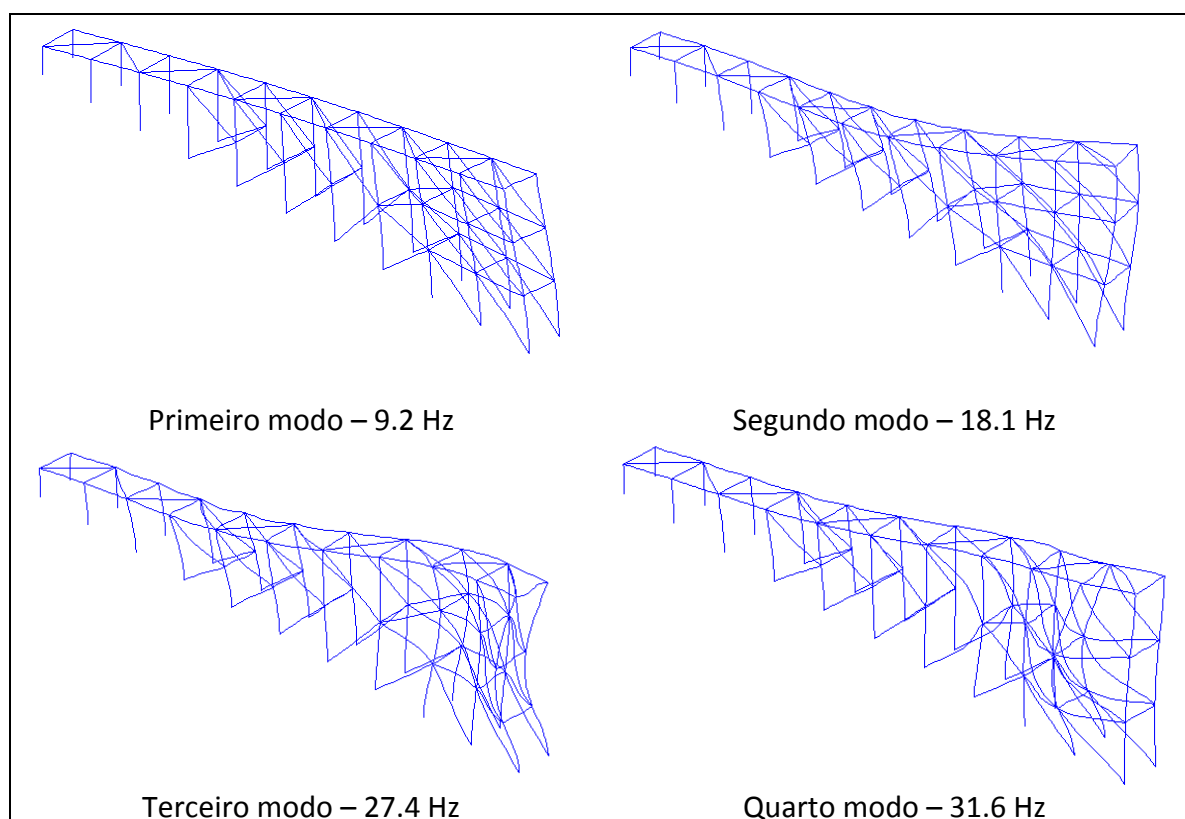


Figura 30 - Caso 2: frequências e modos de vibração

Diferente dos modos de vibração utilizando o *Beam 4* (caso 1), o *Beam 189* revelou, nas frequências ressonantes mais baixas, modos de vibração com

deslocamento no sentido transversal da estrutura, movendo o conjunto de barras como um todo. Devido a sua simplicidade de formulação quando comparado ao *Beam 189*, o *Beam 4* não identificou tais movimentações em sentido lateral.

Desta forma, as frequências de ressonância mais críticas, que estão mais próximas do valor de excitação do motor, começam com valor de 9.2 Hz (Figura 30). Este valor deve ser modificado a fim de que a estrutura responda a valores maiores que o valor de frequência de rotação do motor (14.6 Hz).

4.4.2.3. Caso 3

Uma série de mudanças na geometria foi realizada até que se chegou a um modelo de melhores resultados quanto aos valores de frequências naturais encontradas. A fim de se eliminar a movimentação lateral da estrutura a baixas frequências ou, pelo menos, elevar esse valor acima do valor de excitação da estrutura, acrescentou-se barras no sentido transversal, ligando cada coluna de um lado à sua análoga, em forma de treliça, por todo o comprimento do transportador. Em cada seção dos pares de colunas foram adicionadas duas barras, formando um “X” entre si. A geometria com a disposição das vigas em detalhe representadas por linhas e os elementos de viga tridimensionais estão representados na Figura 31.

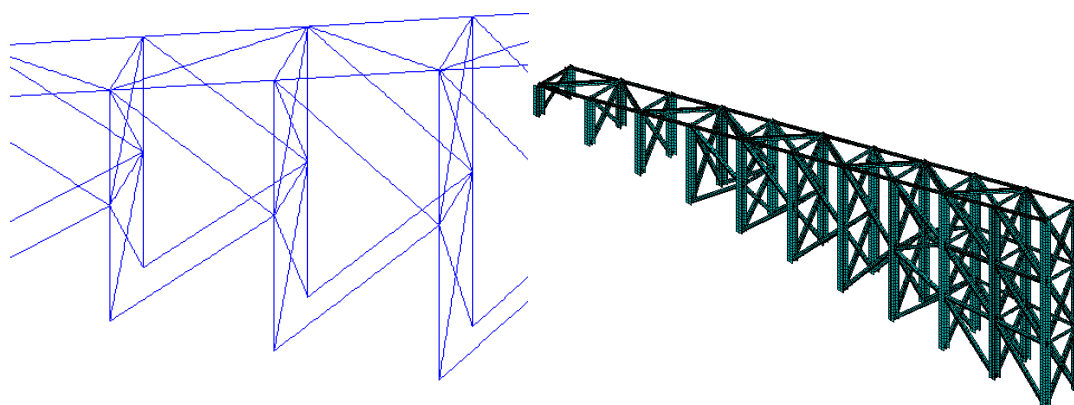


Figura 31 - Caso 3: vigas adicionais e elementos 3-D

Mantendo o modelo adotado até então em relação as condições de contorno e propriedades, a adição de barras de perfil cantoneira para os travamentos indicados na Figura 31 geraram valores maiores em relação aos níveis de frequência ao qual a estrutura responderá. Estes valores podem ser vistos na Figura 32.

Com a adição das barras citadas, um valor de frequência referente ao modo de vibração lateral da estrutura como um todo permaneceu sendo o mais baixo, a 26.3 Hz. Porém, esse modo de vibração é ativado a uma frequência bem mais alta quando comparado ao modelo anterior (caso 2), em que ocorria a 9.2 Hz. Esse ganho é bastante significativo, visto que está suficientemente acima do valor de frequência à qual o motor de acionamento do transportador opera (14.6 Hz).

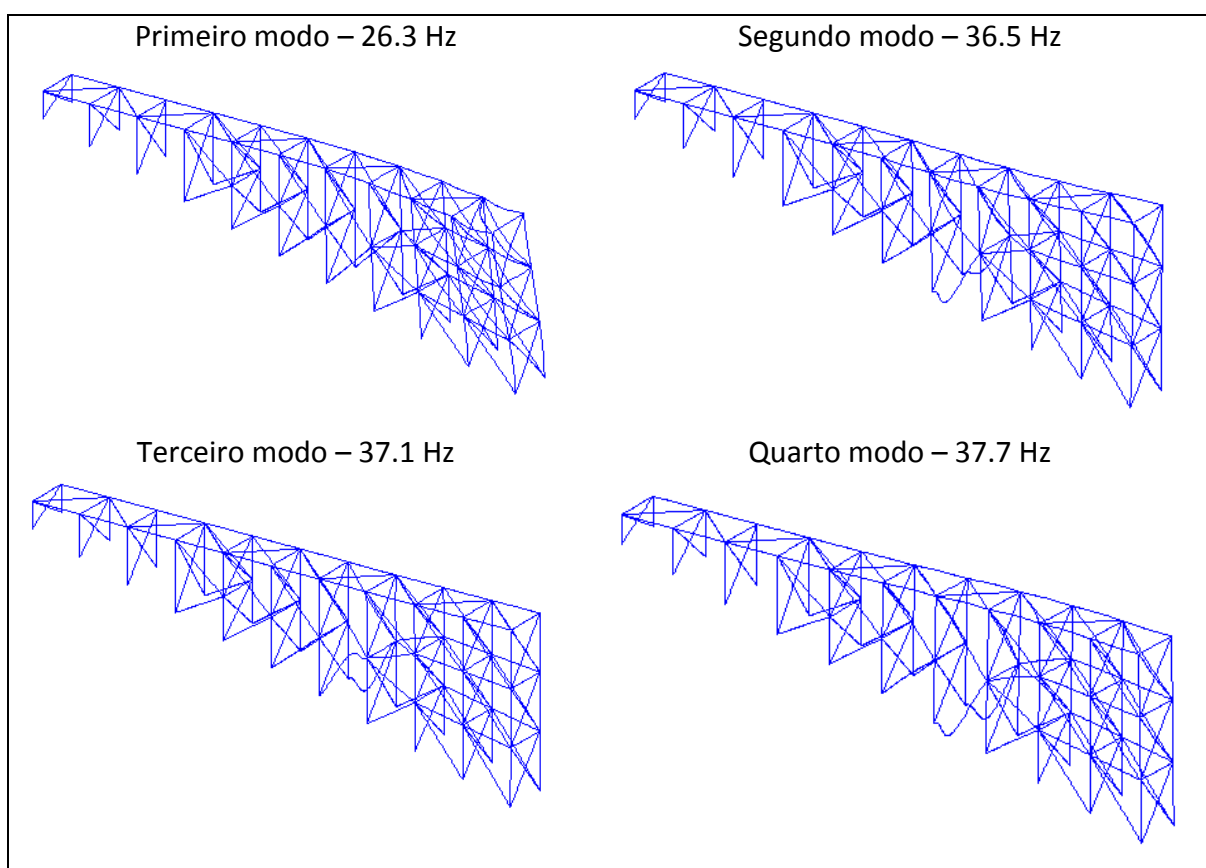


Figura 32 - Caso 3: Modos de vibração e frequências naturais

As demais frequências ressonantes encontram-se em valores mais isolados. Elas correspondem a modos de vibração local. Estas barras são algumas ligações na região inferior da estrutura que possuem comprimento pouco maior que as demais cantoneiras.

Como visto na Tabela 17, os valores de frequências naturais encontrados estão de acordo com os níveis de solicitação a qual a estrutura será submetida quando acoplada ao motor em funcionamento. A primeira frequência natural da

estrutura se apresenta a um valor cerca de 80% maior que a frequência normal do conjunto de acionamento em serviço.

Tabela 17 - Caso 3: Frequências naturais

Modo	Frequência (Hz)
1	26.3
2	36.5
3	37.1
4	37.7
5	41.6
6	42.2
7	43.1
8	43.4
9	44.3
10	45.1

Analizando as formas modais na Figura 32, pode-se concluir que o número de barras a serem adicionadas para que sejam eliminados os deslocamentos laterais referentes ao primeiro modo de vibração não é pequeno, visto que a estrutura se move em conjunto, quase que por completo. Para isso, é necessário um grande número de barras extras para restringir esse movimento em todas as suas partes ativas, o que traria um ganho excessivo de peso para a estrutura.

Com a análise do caso 3 concluída, temos formada uma geometria de barras de forma a satisfazer, inicialmente, as exigências da estrutura do transportador quanto à análise modal. A próxima etapa é analisar essa mesma estrutura estaticamente.

4.4.2.4. Caso 4

Como uma tentativa de aumentar a rigidez lateral da estrutura como um todo, foi aplicada uma inclinação nas colunas para o centro a fim de evitar o deslocamento lateral apresentado na Figura 32. Depois de diversas tentativas, o valor de 5° foi o que apresentou reflexos mais significativos em relação ao aumento do valor da primeira frequência ressonante. A disposição geométrica está apresentada na Figura 33.

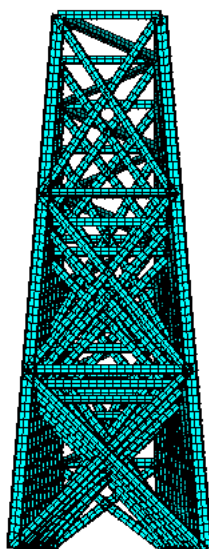


Figura 33 - Vista frontal da estrutura com inclinação das colunas

O aumento causado no valor da primeira frequência de ressonância devido à inclinação das barras verticais foi significativo. O valor que era de 26.3 Hz está agora em 36.9 Hz como mostra a **Erro! Fonte de referência não encontrada..**

Tabela 18 - Lista de frequências modais - caso 4

Modo	Frequência (Hz)
1	36.9
2	37.1
3	38.2
4	38.8
5	39.3
6	39.5
7	39.8
8	40.2
9	40.4
10	41.3

Os modos de vibração associados referentes aos quatro primeiros modos também são modos de vibração local como apresentado na Figura 34.

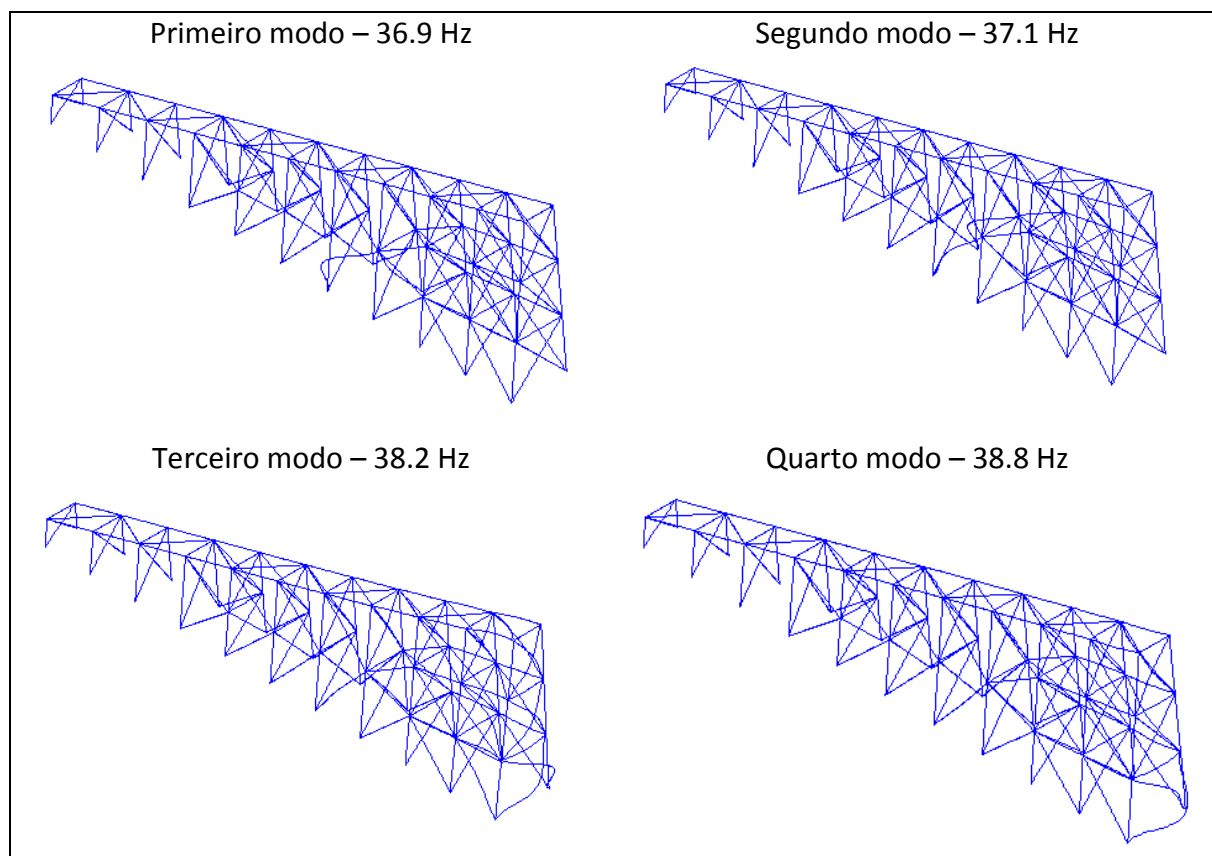


Figura 34 – Caso 4: Modos de vibração e frequências naturais

As demais etapas de análise utilizaram esta geometria vista na Figura 33.

4.4.3. Análise transiente

Esta análise se faz importante devido ao valor considerável de massa do motor que permanecerá excitando a estrutura em serviço no valor de frequência de rotação do mesmo. Seu peso é de 290 kg e esta carga será aplicada como um carregamento senoidal nos dois nós referentes ao topo do primeiro par de colunas, local onde se encontra o tambor de acionamento. A função gerada para a representação da força dinâmica devido ao peso do motor é representada na Equação 28. Esse carregamento será aplicado juntamente ao carregamento estático atribuído anteriormente. A Figura 35 ilustra os pontos de aplicação.

$$Fd(tempo) = peso * sen(w * t) = peso * sen(2 * \pi * f * tempo) \quad (28)$$

Na formulação da força senoidal vista na Equação 28, tem-se a força dinâmica Fd em função do tempo dada em N ; a amplitude $peso$ referente ao peso do

motor dividido por dois (dois pontos de aplicação) dado em N ; a frequência angular em radianos $2 * \pi * f$; e a variável *tempo* em *s*.

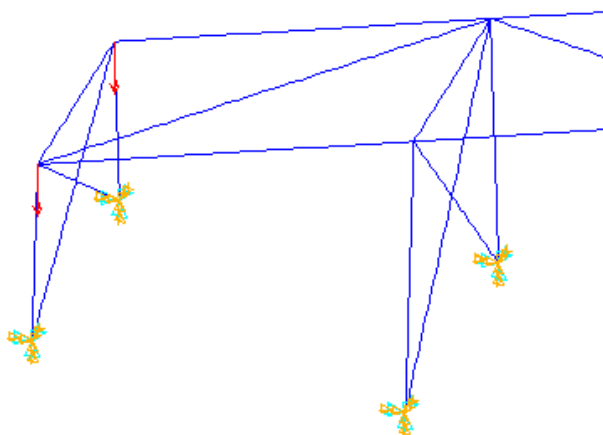


Figura 35 - Local de aplicação da força dinâmica

No modelo aplicado através das linhas de comando no ANSYS, a carga foi aplicada durante todo o período de análise, simulando o funcionamento do motor de forma contínua em condições normais de serviço. O tempo de simulação foi de 5 segundos e o intervalo de tempo para cada iteração foi estabelecido igual a 0.005. Os valores dos coeficientes de amortecimento de Rayleigh e o algoritmo para a integração numérica utilizados foram os padrões do programa (método de Newmark). O método utilizado para a simulação foi o Método Completo, pois é mais simples de se aplicar e tem menos restrições, além de maior custo computacional quando comparado às outras opções disponíveis (Método Reduzido e Método da Superposição Modal) (LIMA, 2007).

A Figura 36 mostra que o ponto de maior deslocamento é o ponto da extremidade superior da estrutura, onde se localiza o tambor de retorno da esteira transportadora. O limite aceito em norma para tal deslocamento é referenciado pela norma ABNT NBR 14762-2010 – Dimensionamento de estruturas de aço constituídas por perfis formados a frio – igual ao comprimento dividido por 250, que neste caso é de 82.8 mm. O deslocamento máximo vertical encontrado (referente à

barra citada) é de 1.10 mm, o que permite se concluir que a estrutura em questão supre os requisitos exigidos em relação ao deslocamento máximo encontrado na análise dinâmica transiente com margem de folga alta.

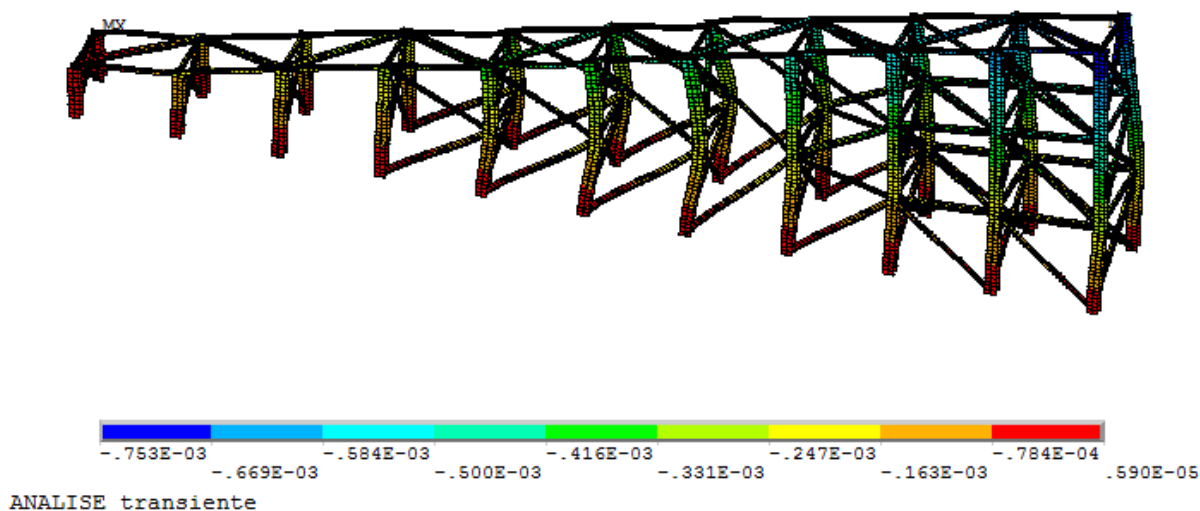


Figura 36 – Deslocamentos máximos - Análise transiente

Na Figura 37, pode-se perceber duas regiões distintas em relação ao comportamento do ponto verificado quando submetido ao carregamento dinâmico. No período de 0 a 1.6 segundos, temos caracterizado o estado de regime transiente, em que a amplitude de deslocamento varia de forma amortecida até que se atinja um comportamento mais estabilizado. A etapa a partir de 1.6 segundos se mostra como o regime permanente da resposta.

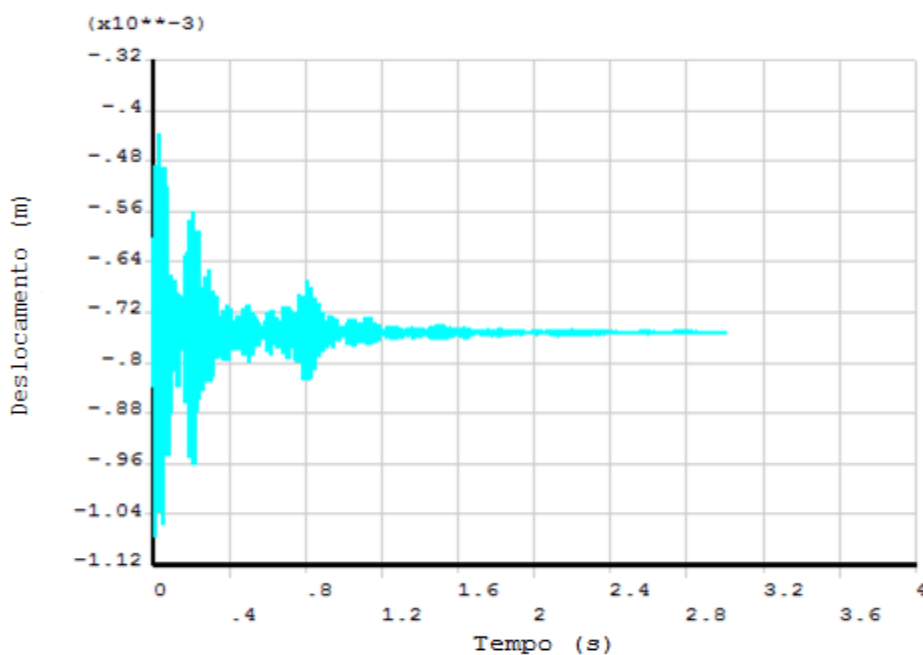


Figura 37 - Gráfico 'amplitude versus tempo' - análise transiente

Uma vez identificado o ponto de maior deslocamento da estrutura, o ponto superior referido, este será considerado o ponto crítico a ser analisado na análise harmônica.

4.4.4. Análise harmônica

Faz-se agora uma análise da resposta permanente do ponto identificado submetido ao carregamento variável no tempo. O objetivo é verificar o deslocamento do ponto de maior amplitude em relação à sua faixa de frequências próximas do valor de frequência a qual a carga dinâmica excita. Isso pode permitir avaliar se alguma frequência próxima ao valor de frequência em serviço é suficiente para causar uma resposta dinâmica na estrutura elevada ao ponto de comprometer o funcionamento normal dentro dos valores permitidos.

A faixa de frequência analisada foi de 1 a 100 Hz, com incremento de 1 em 1 Hz. A faixa espectral de frequências e as respectivas amplitudes de resposta do ponto superior da estrutura podem ser vistas na Figura 38.

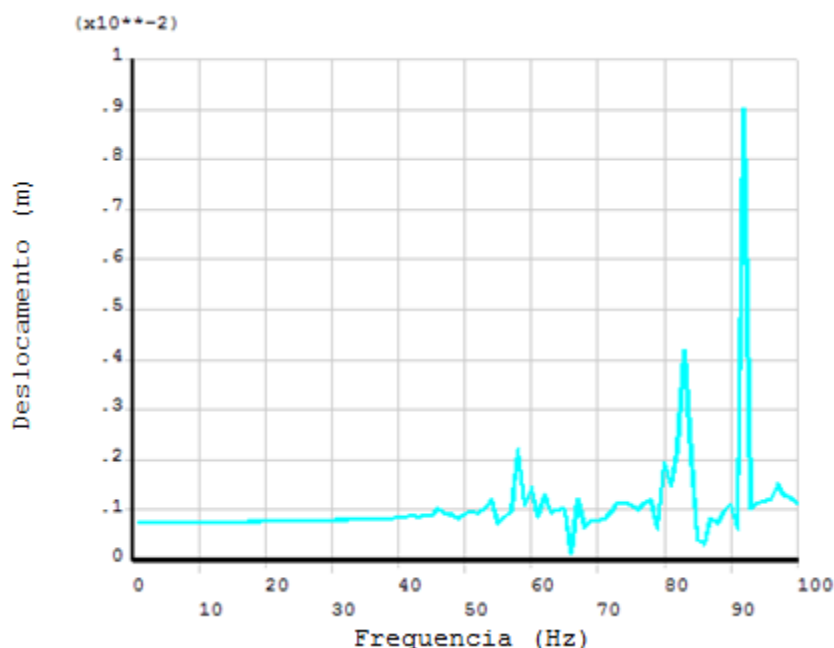


Figura 38 - Gráfico 'amplitude versus frequência' - análise harmônica

Pode-se observar que na faixa de frequências próximas ao valor de 14.6 Hz o deslocamento do ponto superior da estrutura tem amplitude reduzida em relação às demais regiões do gráfico. Este valor é de 0.78 mm, que se trata do mesmo valor extraído do regime permanente do gráfico da Figura 37. Os valores de amplitude começam a aumentar de forma significativa em torno de 55 Hz e têm seus picos máximos locais nos valores de 57 Hz, 82 Hz e 91 Hz aproximadamente, que nos permite concluir que os modos de vibração verificados na análise modal mais relevantes são ativados a valores de frequência muito superiores ao valor de frequência do motor. Como a faixa de frequência a qual o motor do transportador excita a estrutura (até 14.6 Hz) está na região no gráfico que não há picos localizados, podemos concluir que não haverá ressonância em condições normais de funcionamento, pois os picos verificados correspondem a situações bem distintas das planejadas. Isso é fundamentado no fato de não haver frequências naturais entorno do valor de 14.6 Hz como foi mostrado na **Erro! Fonte de referência não encontrada.** da análise modal.

4.4.5. Verificação estática final

Após atendidos os requisitos da análise dinâmica, verificou-se o comportamento da estrutura quanto à resistência diante os carregamentos estáticos

aplicados e seus correspondentes deslocamentos. As forças aplicadas na análise estática preliminar se mantêm neste modelo, que agora assume a geometria encontrada a partir dos diversos casos estudados anteriormente na análise modal.

A Figura 39 mostra em detalhe os pontos mais solicitados. As colunas em perfil I suportam, em locais específicos, os maiores níveis de tensão de toda a estrutura. Esse valor máximo é de 25 MPa. Considerando o valor de limite de escoamento do aço ao qual os perfis são fabricados (345 MPa), a estrutura encontra-se em um nível de resistência suficientemente alto para suportar o carregamento de minério simulado.

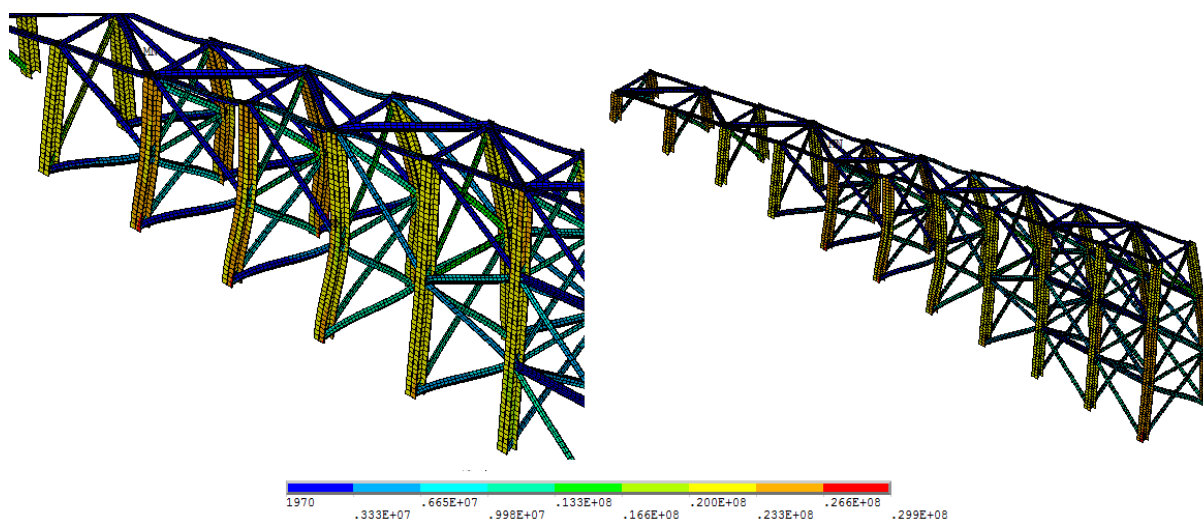


Figura 39 - Tensões de von Mises

4. CONCLUSÕES

De acordo com os requisitos estabelecidos para o comprimento do transportador contínuo e suas solicitações mecânicas devido aos níveis de carregamento e vibração, conclui-se que a série de mudanças na disposição física das barras metálicas que compõem a estrutura e os aperfeiçoamentos do modelo de Elementos Finitos aplicados foram importantes para se chegar a uma geometria com resultados de análises favoráveis. A metodologia aplicada modificou, gradativamente, o modelo estudado e proporcionou uma evolução constante quanto às avaliações estruturais baseadas nas exigências mecânicas que o transportador possui em um primeiro momento, e, após ter sido encontrado um modelo que possa ser validado, foi possível encontrar uma estrutura mais leve que continua atendendo aos requisitos estruturais estabelecidos.

O tipo de elemento utilizado na simulação via ANSYS é de suma importância para a validação dos resultados. Na comparação das análises modais dos casos 1 e 2 apresentados, nota-se que o elemento de viga *Beam 189* é capaz de identificar modos de vibração não identificados pelo *Beam 4*, fazendo com que a análise seja mais precisa do ponto de vista da investigação do comportamento mecânico em relação às vibrações livres. Isso se dá pelo fato de o elemento *Beam 4* ter apenas 2 nós, enquanto que o elemento *Beam 189* possui três nós, tratando-se então de um elemento de maior ordem. Considerando que cada nó possui seis graus de liberdade, o elemento *Beam 189* possui, então, 6 graus de liberdade a mais em relação ao primeiro. Isso faz com que o comportamento da viga seja diferenciado em relação aos diferentes eixos ortogonais ao eixo da viga e justifica o fato de os primeiros modos de vibração apresentados no caso 2 (Figura 30) apresentarem deslocamentos da estrutura em sentido até então não apresentado no caso 1 (Figura 28). Com isso, pode-se afirmar que a utilização do elemento *Beam 189* se faz mais adequada e completa para a análise modal de estruturas em relação ao uso do elemento *Beam 4*.

A inclusão de barras nas mais diferentes partes da estrutura foi crucial para que se eliminassem alguns modos de vibração encontrados nas simulações iniciais, assim como alterar os valores de frequência de outros modos verificados para que estes sejam ativados em níveis de frequência acima dos níveis a que o transportador será submetido em condições normais de funcionamento. Além da inclusão de

novas barras, a mudança na orientação das colunas de forma a incliná-las para dentro também foi extremamente importante para realizar o travamento transversal da estrutura e evitar que as formas modais correspondentes a vibração neste sentido sejam evitadas e que o comportamento mecânico em serviço não seja comprometido.

As análises do tipo transiente e harmônica são muito importantes para complementar as informações extraídas da análise modal e tornar mais completas as informações a respeito do comportamento dinâmico da estrutura, permitindo assim um projeto mais bem embasado. A análise transiente é fundamental para extrair o valor dos deslocamentos em pontos críticos da estrutura quando solicitada por carregamentos que variam em função do tempo, informação tal que não é encontrada apenas com a análise modal.

A análise harmônica, por sua vez, se mostra indispensável identificar quais modos de vibração são mais efetivos na resposta dinâmica. Assim, pode-se mensurar as amplitudes de resposta referentes aos valores de frequências modais e modos de vibração associados extraídos da análise modal. Com isso é possível evidenciar as frequências críticas para cada ponto individualmente, seja um ponto de maior criticidade em relação à resposta dinâmica ou não.

5. SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

Alguns possíveis objetivos para futuros trabalhos de continuação deste podem ser estabelecidos a fim de realizar uma otimização da estrutura. Um modelo de otimização pode ser aplicado através do ANSYS utilizando um perfil I diferente para cada par de colunas da estrutura. Assim, pode-se considerar as dimensões da seção transversal dos perfis como variáveis a serem reduzidas em busca de uma estrutura que tenha um peso menor e que continue atendendo aos requisitos estáticos e dinâmicos. Com isso, pode-se aproximar o modelo a um projeto ótimo.

BIBLIOGRAFIA

- ABRAHÃO, R. F. & CORREIA, E. **Solução computacional aplicada ao desenvolvimento de embalagens para bananas**. Parte de dissertação de mestrado. Universidade de Campinas – UNICAMP. São Paulo, 2008.
- ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 6177 - Transportadores contínuos - Transportadores de correia - Terminologia**, São Paulo, 1999.
- ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 14762 - Dimensionamento de estruturas de aço constituídas por perfis formados a frio**. São Paulo, 2010.
- ANSYS Inc, **ANSYS Documentation**, Release 7.0. Documentação eletrônica disponível no aplicativo Ansys.
- ALVA, G. M. S. & MALITE, M. **Comportamento estrutural e dimensionamento de elementos mistos aço-concreto**. ISSN1809-5860, 2005
- BRASIL, H. V. **Máquinas de Levantamento**. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Dois S.A. 1985.
- CHRISTOFORO, A. L. & MARCONATO, S. A. S. **Otimização numérica da área das seções transversais dos elementos componentes de estruturas planas do tipo treliça**. Escola de Engenharia de São Carlos – Universidade de São Paulo – USP – 2007.
- FAÇO – Fábrica de Aço Paulista S.A. **Manual de Transportadores de Correias**, 4ª Edição, 1996.
- GRIGOLETTI, G. C. **Otimização via algoritmos genéticos de perfis U formados a frio submetidos à compressão utilizando o método da resistência direta**. Dissertação de doutorado – Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul - UFRGS, 2008.
- GERDAU. **Tabelas de bitolas**. Disponível em: <<http://www.gerdau.com.br/produtos-e-servicos/produtos-por-aplicacao-detalle-produto.aspx?familia=319>> Acesso em 07/2013.
- GOODYEAR – Produtos de Borracha Ltda. Catálogo: **Correias Transportadores e Elevadoras**. 2010
- JÚNIOR, I. P. P. & RADE, R. S. L. **Análise estática e dinâmica de placas fabricadas a partir de materiais compósitos via Método dos Elementos Finitos**. Faculdade de Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Uberlândia – UFU, 2003.
- KOBERSTEIN, L. L. **Modelagem de um Acelerômetro de Estado Sólido**. Dissertação de Mestrado apresentada à Escola Politécnica da USP, 2005.
- LANGUI, C. A. **Pontes Rolantes - A importância do equipamento nas áreas de produção industrial - Pontes rolantes**. Monografia (MBA em Gerência Empresarial) - Departamento de Economia, Contabilidade, Administração e Secretariado, Universidade de Taubaté, Taubaté, 2001.

LIMA, D. V. F. **Controle de vibrações induzidas em uma laje de academia de ginástica com a utilização de amortecedores de massa sintonizados.** Dissertação de mestrado – Universidade de Brasília UnB – Faculdade de Tecnologia, Brasília, 2007.

NASSAR, W. R. **Apostila de Máquinas de Elevação e Transporte.** Universidade de Santa Cecília. 2004.

PASSOS, L. C. **Apostila: Técnicas de instalação, operação, manutenção, testes e inspeção: pontes rolantes, guindastes giratórios e acessórios de movimentação de cargas.** Make Engenharia, Acessoria e Desenvolvimento. 2011.

QUESÁDA, J. S. **Implantación de sistema transportador em proceso de produción de motores eléctricos.** Universitat Politècnica de Catalunya. Departament de Projectes d'Enginyeria. Master thesis – 2004.

RUDENKO, N. **Máquinas de Elevação e Transporte.** Rio de Janeiro: Livros técnicos e científicos, Editora S.A. Tradutor: João Plaza. 1976.

SACRAMENTO, R. C. F. **Apostila de Transportadores de Correia.** Universidade Federal da Bahia – UFBA, pp. 20 – 47 Salvador – BA, 2010.

SHIGLEY, J. E. **Projeto de Elementos de Máquinas**, Vol. 1, 7ª Edição. Editora LTC. São Paulo – SP, 2005.

TAMASAUSKAS, A. **Metodologia do Projeto Básico de Equipamento de Manuseio e Transporte de Cargas – Ponte Rolante – Aplicação não siderúrgica.** Dissertação de mestrado - Escola Politécnica de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, São Paulo, 2000.

ANEXO

CÓDIGO IMPLEMENTADO NO ANSYS

FINISH	lc=4*25.4e-3 !lado	da	SECTYPE, 3, BEAM, L, , 0
/CLEAR	cantoneira		SECOFFSET, CENT
/BATCH	!ec=3/8*25.4e-3		SECDATA,lc,lc,ec,ec,0,0,0,0,
/TITULO, ANALISE transiente	!espessura	da	0,0
/GRA,POWER	cantoneira		
/GST,ON	ec=7/16*25.4e-3		
/TRIAD,OFF	!espessura	da	
/ESHAPE,1	cantoneira		!geometria -
/REPLOT			transportadoracom 20 m de
	!dimensoes perfil I		comprimento
	TT=6.6E-3		!pontos
!PRE PROCESSAMENTO	d1=210e-3		
/prep7	bt1=205e-3	k,1, 0,0,-a*I	
	tw1=9.1E-3	k,2, 0,0,l+a*I	
	!tf1=14.2E-3	k,3, 0,a,0	
l=1.2192 !largura da	tf1=2*tw1	k,4, 0,a,l	
esteira em metros			
comp=20	d2=148e-3		
!comprimento da	bt2=100e-3	k,5, e,0,-(a+e*tg)*l	
esteira	tw2=4.3E-3	k,6, e,0,l+(a+e*tg)*l	
n=10 !numero de	tf2=2*tw2	k,7, e,a+e*tg,0	
partes		k,8, e,a+e*tg,l	
e=comp/n !distancia entre			
pernas	!Propriedades do material ferro		
a=1 !altura da	MP,EX,1,210e9 ! Young's	k,9, 2*e,0,-(a+2*e*tg)*l	
primeira perna	modulus Pa	k,10, 2*e,0,l+(a+2*e*tg)*l	
tg=0.268 !tangente da	MP,PRXY,1,0.291 !	k,11, 2*e,a+2*e*tg,0	
inclinação (15 graus)	Poisson's ratio	k,12, 2*e,a+2*e*tg,l	
F=-1*9.8*(293.1e3)/(2*(n+1))	MP,DENS,1,7870 ! Density		
![N] carregamento	Kg/m ³		
devido à carga		k,13, 3*e,0,-(a+3*e*tg)*l	
FP=F*1.5	ET,1,BEAM189 !tipo de	k,14, 3*e,0,l+(a+3*e*tg)*l	
TE=0.1	elemento a ser usado	k,15, 3*e,a+3*e*tg,0	
theta=(3.1416/180)*5		k,16, 3*e,a+3*e*tg,l	
!inclinação das colunas	SECTYPE, 1, BEAM, I, , 0		
em relação A vertical	SECOFFSET, CENT		
l=tan(theta)	SECDATA,bt1,bt1,d1,tf1,tf1,tw	k,17, 4*e,0,-(a+4*e*tg)*l	
	1,0,0,0,0	k,18, 4*e,0,l+(a+4*e*tg)*l	
CS=2 !COEFICIENTE DE	SECTYPE, 2, BEAM, I, , 0	k,19, 4*e,(a+4*e*tg)/2,-	
SEGURANCA DA ANALISE	SECOFFSET, CENT	(a+4*e*tg)*l/2	
ESTATICA	SECDATA,bt2,bt2,d2,tf2,tf2,tf	k,20,	
	2,0,0,0,0	4*e,(a+4*e*tg)/2,l+(a+4	
		*e*tg)*l/2	

k,21, $4^*e,a+4^*e^*tg,0$		l,37,39
k,22, $4^*e,a+4^*e^*tg,l$		l,41,43
	!!!adicionando 2 pernas (pontos)	l,43,45
		l,45,47
k,23, $5^*e,0,-(a+5^*e^*tg)^*l$		l,49,51
k,24, $5^*e,0,l+(a+5^*e^*tg)^*l$	k,49, $9^*e,0,-(a+9^*e^*tg)^*l$	l,51,53
k,25, $5^*e,(a+5^*e^*tg)/2,-(a+5^*e^*tg)^*l/2$	k,50, $9^*e,0,l+(a+9^*e^*tg)^*l$	l,53,55
k,26, $5^*e,(a+5^*e^*tg)/2,l+(a+5^*e^*tg)^*l/2$	k,51, $9^*e,(a+9^*e^*tg)/3,-(a+9^*e^*tg)^*l^*2/3$	l,57,59
k,27, $5^*e,a+5^*e^*tg,0$	k,52, $9^*e,(a+9^*e^*tg)/3,l+(a+9^*e^*tg)^*l^*2/3$	l,59,61
k,28, $5^*e,a+5^*e^*tg,l$		l,61,63
		!pernas direitas
		l,2,4
		l,6,8
		l,10,12
k,29, $6^*e,0,-(a+6^*e^*tg)^*l$		l,14,16
k,30, $6^*e,0,l+(a+6^*e^*tg)^*l$		l,18,20
k,31, $6^*e,(a+6^*e^*tg)/2,-(a+6^*e^*tg)^*l/2$	k,55, $9^*e,a+9^*e^*tg,0$	l,20,22
k,32, $6^*e,(a+6^*e^*tg)/2,l+(a+6^*e^*tg)^*l/2$	k,56, $9^*e,a+9^*e^*tg,l$	l,24,26
k,33, $6^*e,a+6^*e^*tg,0$		l,26,28
k,34, $6^*e,a+6^*e^*tg,l$	k,57, $10^*e,0,-(a+10^*e^*tg)^*l$	l,30,32
	k,58, $10^*e,0,l+(a+10^*e^*tg)^*l$	l,32,34
	k,59, $10^*e,(a+10^*e^*tg)/3,-(a+10^*e^*tg)^*l^*2/3$	l,36,38
	k,60, $10^*e,(a+10^*e^*tg)/3,l+(a+10^*e^*tg)^*l^*2/3$	l,38,40
		l,42,44
		l,44,46
		l,46,48
k,35, $7^*e,0,-(a+7^*e^*tg)^*l$	k,61, $10^*e,(a+10^*e^*tg)^*2/3,-(a+10^*e^*tg)^*l/3$	l,50,52
k,36, $7^*e,0,l+(a+7^*e^*tg)^*l$	k,62, $10^*e,(a+10^*e^*tg)^*2/3,l+(a+10^*e^*tg)^*l/3$	l,52,54
k,37, $7^*e,(a+7^*e^*tg)/2,-(a+7^*e^*tg)^*l/2$		l,54,56
k,38, $7^*e,(a+7^*e^*tg)/2,l+(a+7^*e^*tg)^*l/2$		l,58,60
k,39, $7^*e,a+7^*e^*tg,0$	k,63, $10^*e,a+10^*e^*tg,0$	l,60,62
k,40, $7^*e,a+7^*e^*tg,l$	k,64, $10^*e,a+10^*e^*tg,l$	l,62,64
		!ligação superior esquerda
		l,3,7
		l,7,11
k,41, $8^*e,0,-(a+8^*e^*tg)^*l$!criando linhas	l,11,15
k,42, $8^*e,0,l+(a+8^*e^*tg)^*l$		l,15,21
k,43, $8^*e,(a+8^*e^*tg)/3,-(a+8^*e^*tg)^*l^*2/3$!pernas esquerdas	l,21,27
k,44, $8^*e,(a+8^*e^*tg)/3,l+(a+8^*e^*tg)^*l^*2/3$		l,27,33
k,45, $8^*e,(a+8^*e^*tg)^*2/3,-(a+8^*e^*tg)^*l/3$		l,33,39
k,46, $8^*e,(a+8^*e^*tg)^*2/3,l+(a+8^*e^*tg)^*l/3$		l,39,47
k,47, $8^*e,a+8^*e^*tg,0$		l,47,55
k,48, $8^*e,a+8^*e^*tg,l$		l,55,63
		!ligação superior direita
		l,4,8
		l,8,12
		l,12,16
		l,16,22

I,22,28	I,57,51	I,24,25
I,28,34	I,51,59	I,25,28
I,34,40	I,59,53	I,29,32
I,40,48	I,53,61	I,32,33
I,48,56	I,61,55	I,36,37
I,56,64		I,37,40
	!trelica lateral direita	I,41,44
!ligação superior transversal	I,14,20	I,44,45
(da esq para dir)	I,20,16	I,45,48
I,3,4	I,18,26	I,50,51
I,7,8	I,26,22	I,51,54
I,11,12	I,24,32	I,54,55
I,15,16	I,32,28	I,57,60
I,21,22	I,30,38	I,60,61
I,27,28	I,38,34	I,61,64
I,33,34	I,36,44	
I,39,40	I,44,38	!ligações em X
I,47,48	I,38,46	I,2,3
I,55,56	I,46,40	
I,63,64	I,50,44	I,5,8
	I,44,52	
!treliça superior	I,52,46	I,10,11
I,4,7	I,46,54	
I,7,12	I,54,48	I,13,16
I,12,15	I,58,52	
I,15,22	I,52,60	I,18,19
I,22,27	I,60,54	I,19,22
I,27,34	I,54,62	
I,34,39	I,62,56	I,23,26
I,39,48		I,26,27
I,48,55	!linhas cruzadas transversais	
I,55,64	por baixo	I,30,31
	I,19,20	I,31,34
!trelica lateral esquerda	I,25,26	
I,13,19	I,31,32	I,35,38
I,19,15	I,37,38	I,38,39
I,17,25	I,45,46	
I,25,21	I,43,44	I,42,43
I,23,31	I,53,54	I,43,46
I,31,27	I,51,52	I,46,47
I,29,37	I,61,62	
I,37,33	I,59,60	I,49,52
I,35,43		I,52,53
I,43,37	!treliça transversal - parte	I,53,56
I,37,45	debaixo	
I,45,39	I,1,4	L,58,59
I,49,43	I,6,7	L,59,62
I,43,51	I,9,12	L,62,63
I,51,45	I,14,15	
I,45,53	I,17,20	
I,53,47	I,20,21	!!!atribuindo secao I 1

LSEL,,,1	DK,17,ALL	EPlot !PLOT OS
LATT,,,,,1	DK,18,ALL	ELEMENTOS
	DK,23,ALL	
LSEL,,,22	DK,24,ALL	/POST1
LATT,,,,,1	DK,29,ALL	
	DK,30,ALL	!EFACET,1
!!!!atribuindo secão I 2	DK,35,ALL	!PLNSOL, S,EQV, 0,1.0
LSEL,,,2,21	DK,36,ALL	
LATT,,,,,1	DK,41,ALL	
	DK,42,ALL	
LSEL,,,23,42	DK,49,ALL	!SOLUÇÃO – ANÁLISE
LATT,,,,,1	DK,50,ALL	MODAL
	DK,57,ALL	
	DK,58,ALL	FINISH
!!!!atribuindo secão L		/SOLU
(cantoneira)		
LSEL,,,43,52	FK,3,FY,FP	ANTYPE,2
LATT,,,,,1,3	FK,4,FY,FP	MODEPT,SUBSP,20
	FK,7,FY,FP	
LSEL,,,53,62	FK,8,FY,FP	
LATT,,,,,2,3	FK,11,FY,FP	EQSLV,FRONT ! Frontal
	FK,12,FY,FP	solver
LSEL,,,63,179	FK,15,FY,FP	
LATT,,,,,3	FK,16,FY,FP	MXPAND,20 ! 20 modos
	FK,21,FY,FP	de vibração
	FK,22,FY,FP	SOLVE
	FK,27,FY,FP	
ALLSEL	FK,28,FY,FP	EPlot !PLOT OS
LESIZE,ALL,TE, , , ,1, , ,1,	FK,33,FY,FP	ELEMENTOS
	FK,34,FY,FP	
LMESH,ALL ! mesh	FK,39,FY,FP	FINISH
those lines which have that	FK,40,FY,FP	
property set	FK,47,FY,FP	
	FK,48,FY,FP	/POST1
FINISH	!2 ultimas linhas	
	FK,55,FY,FP	SET,LIST !lista das
!SOLUÇÃO – ANÁLISE	FK,56,FY,FP	frequencias naturais
ESTÁTICA	FK,63,FY,FP	
	FK,64,FY,FP	
/SOLU		!SOLUÇÃO - ANÁLISE
!condições de contorno		HARMÔNICA
DK,1,ALL	FINISH	
DK,2,ALL		FINISH
DK,5,ALL	/SOLUTION	/SOLU
DK,6,ALL		
DK,9,ALL	ANTYPE,0	
DK,10,ALL	SOLVE	ANTYPE,3 !ANÁLISE
DK,13,ALL	FINISH	DO TIPO TRANSISNTE
DK,14,ALL		

!TRNOPT,FULL	! End of equation: -	! Begin of equation: -
!LUMPM,0	145*sin(2*3.1416*14*{TIME})	145*9.8*SIN(2*3.1416*14.6*{TIME})
HARFRQ,0,100,	FLST,2,2,3,ORDE,2	%_FNCNAME%(0,0,1)= 0.0, -
NSUBST,100,	FITEM,2,3	999
KBC,1	FITEM,2,-4	%_FNCNAME%(2,0,1)= 0.0
	/GO	%_FNCNAME%(3,0,1)= 0.0
! DEFINIR FORÇAS	FK,3,FY, %CARGA%	%_FNCNAME%(4,0,1)= 0.0
	FK,4,FY, %CARGA%	%_FNCNAME%(5,0,1)= 0.0
*DEL,_FNCNAME	!DELTIM,1e-2,1e-2,1e-1	%_FNCNAME%(6,0,1)= 0.0
*DEL,_FNCMTID	!OUTRES,ERASE	%_FNCNAME%(0,1,1)= 1.0, -
*DEL,_FNCCSYS	!OUTRES,ALL,1	1, 0, -145, 0, 0, 0
*SET,_FNCNAME,'CARGA'	!TIME,5	%_FNCNAME%(0,2,1)= 0.0, -
*SET,_FNCCSYS,0		2, 0, 9.8, 0, 0, -1
!	SOLVE	%_FNCNAME%(0,3,1)= 0, -
/INPUT,.\Desktop\SENOIDE4.	FINISH	3, 0, 1, -1, 3, -2
FUNC,,,1		%_FNCNAME%(0,4,1)= 0.0, -
*DIM,%_FNCNAME%,TABLE,	/POST1	1, 0, 2, 0, 0, 0
6,10,1,,,,,%_FNCCSYS%		%_FNCNAME%(0,5,1)= 0.0, -
!	SET,1,15	2, 0, 3.1416, 0, 0, -1
! Begin of equation: -	PLDISP	%_FNCNAME%(0,6,1)= 0.0, -
145*sin(2*3.1416*14*{TIME})		4, 0, 1, -1, 3, -2
%_FNCNAME%(0,0,1)= 0.0, -	!SOLUÇÃO - ANALISE	%_FNCNAME%(0,7,1)= 0.0, -
999	TRANSIENTE	1, 0, 14.6, 0, 0, -4
%_FNCNAME%(2,0,1)= 0.0		%_FNCNAME%(0,8,1)= 0.0, -
%_FNCNAME%(3,0,1)= 0.0	FINISH	2, 0, 1, -4, 3, -1
%_FNCNAME%(4,0,1)= 0.0		%_FNCNAME%(0,9,1)= 0.0, -
%_FNCNAME%(5,0,1)= 0.0	/SOLU	1, 0, 1, -2, 3, 1
%_FNCNAME%(6,0,1)= 0.0		%_FNCNAME%(0,10,1)= 0.0,
%_FNCNAME%(0,1,1)= 1.0, -	ANTYPE,4 !ANALISE	-1, 9, 1, -1, 0, 0
1, 0, 2, 0, 0, 0	DO TIPO TRANSISNTE	%_FNCNAME%(0,11,1)= 0.0,
%_FNCNAME%(0,2,1)= 0.0, -		-2, 0, 1, -3, 3, -1
2, 0, 3.1416, 0, 0, -1	TRNOPT,FULL	%_FNCNAME%(0,12,1)= 0.0,
%_FNCNAME%(0,3,1)= 0, -	LUMPM,0	99, 0, 1, -2, 0, 0
3, 0, 1, -1, 3, -2	! DEFINIR FORÇAS	! End of equation: -
%_FNCNAME%(0,4,1)= 0.0, -		145*9.8*SIN(2*3.1416*14.6*{TIME})
1, 0, 14, 0, 0, -3		!-->
%_FNCNAME%(0,5,1)= 0.0, -	*DEL,_FNCNAME	
2, 0, 1, -3, 3, -1	*DEL,_FNCMTID	/GO
%_FNCNAME%(0,6,1)= 0.0, -	*DEL,_FNCCSYS	DELTIM,0.5e-2,0.5e-2,0.5e-1
1, 0, 1, -2, 3, 1	*SET,_FNCNAME,'CARGA'	OUTRES,ERASE
%_FNCNAME%(0,7,1)= 0.0, -	*SET,_FNCCSYS,0	OUTRES,ALL,1
1, 9, 1, -1, 0, 0	!	TIME,3
%_FNCNAME%(0,8,1)= 0.0, -	/INPUT,.\Desktop\SENOIDE4.	
2, 0, -145, 0, 0, -1	FUNC,,,1	SOLVE
%_FNCNAME%(0,9,1)= 0.0, -	*DIM,%_FNCNAME%,TABLE,	FINISH
3, 0, 1, -2, 3, -1	6,12,1,,,,,%_FNCCSYS%	
%_FNCNAME%(0,10,1)= 0.0,	!	/POST1
99, 0, 1, -3, 0, 0		

ETABLE,DMAXTRAN_Y,U,Y

ESORT,ETAB,DMAXTRAN_Y

,0,1,,

*GET,DMAXYTRAN,SORT,,M

AX

DMAXYTRAN=abs(DMAXYT
RAN)